

UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA



Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE E SCIENZE MATEMATICHE

Tesi Di Laurea

Verifica a Fatica tramite analisi FEM di una pressa
del settore enologico

Fatigue analysis with FEM of a wine sector press

Relatore

Prof. Ing. Marco Sasso

Correlatore

Prof. Ing. Gianluca Chiappini

Laureando

Mattia Brugettini

Anno accademico 2018 – 2019

a mia madre, mio padre

e mio fratello

INDICE

CAPITOLO 1: INTRODUZIONE	5
1.1 I presupposti	5
1.2 Gli obiettivi e la struttura della tesi	5
CAPITOLO 2: TEORIA DELLA FATICA MECCANICA	7
2.1 Cenni storici	7
2.2 Il fenomeno della fatica	8
2.2.1 La nucleazione	9
2.2.2 La propagazione	11
2.2.3 Lo schianto finale	12
2.3 Tipi di sollecitazione e rapporto di carico	13
2.4 Calcolo a fatica di componenti meccanici	16
2.4.1 I modelli matematici di calcolo	16
2.5 La curva di Wöhler	19
2.6 Fattori che influenzano la vita a fatica	21
2.6.1 Fattore di forma	22
2.6.2 Sensibilità all'intaglio	23
2.6.3 Coefficiente di concentrazione effettivo	24
2.6.4 Finitura superficiale	25
2.6.5 Microstruttura e dimensione dei grani	25
2.6.6 Trattamenti termici e termochimici	26
2.6.7 Frequenza di variazione di carico	27
2.6.8 Le saldature	27
2.7 Le prove sperimentali	28

2.7.1 Flessione rotante	29
2.7.2 Flessione piana	31
2.7.3 Trazione-comprensione	31
2.7.3.1 Macchina elettromeccanica	32
2.7.3.2 Macchina servo-idraulica	32
2.7.3.3 Macchina risonante	33
2.8 Accumulo del danno	34
2.8.1 Teoria di procedimento lineare del danno di Miner	35
2.8.2 Limiti della legge di accumulazione lineare	37
2.8.3 Teoria di procedimento non lineare del danno di Starkey	38
CAPITOLO 3: LA MODELLAZIONE AD ELEMENTI FINITI	40
3.1 Analisi agli elementi finiti	40
3.2 Metodo degli Elementi Finiti (Finite Element Method)	41
3.3 Step di analisi	44
3.3.1 Definizione della geometria dell'elemento	44
3.3.2 Generazione della mesh (Meshing)	45
3.3.3 Assegnazione dei carichi	48
3.3.4 Assegnazione delle condizioni al contorno e/o iniziali	49
3.4 Tecniche di modellazione	50
3.5 Il software Ansys	51
CAPITOLO 4: CASO STUDIO: PRESSA PCM400	53
4.1 Presentazione dei modelli sviluppati	53
4.2 La geometria	54
4.3 Il modello FEM	55
CAPITOLO 5: I RISULTATI DELL'ANALISI FEM	59
5.1 la pressa complessiva	59

5.2 Il modello pre-saldatura	60
5.3 Il modello post-saldatura	62
CAPITOLO 6: LE MODIFIHE PROPOSTE	64
6.1 Anello di sicurezza	64
6.2 Anello interno	65
6.3 Anello esterno	66
6.4 Piastre circonferenziali	67
6.5 Analisi delle modifiche	68
CAPITOLO 7: IL CALCOLO A FATICA	70
7.1 Cenni teorici	70
7.2 Il file di calcolo	71
7.3 I modelli utilizzati per il calcolo	75
7.3.1 Modello con canotto non saldato	75
7.3.2 Modello con canotto saldato	76
7.3.3 Modello dopo le modifiche	77
CAPITOLO 8: LE CONCLUSIONI	79
BIBLIOGRAFIA	81

CAPITOLO 1

INTRODUZIONE

1.1 - I presupposti

L'idea di svolgere questa verifica nasce dall'esigenza di un'azienda enologica di capire le ragioni che hanno determinato l'insorgere di problemi su uno dei due perni di tenuta appartenenti ad una delle presse che utilizzano per la spremitura dell'uva; il perno in questione dopo un certo periodo di utilizzo della macchina ha iniziato a presentare l'insorgere di una cricca o più comunemente crepa, situata sulla sua superficie in una determinata posizione angolare rispetto al centro della sua sezione planare trasversale. In prima battuta alla cosa non è stata data eccessiva considerazione, infatti le persone componenti il personale d'azienda, hanno optato semplicemente per la saldatura di suddetto perno in acciaio senza dare importanza al problema. Continuando ad utilizzare la pressa senza affrontare il problema nella giusta maniera, questo si è aggravato fino a raggiungere l'apice che è sfociato nella rottura di tale perno e successiva caduta al suolo della pressa. A questo punto l'azienda ha deciso di contattare il Dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienze Matematiche dell'Università Politecnica delle Marche, per avere un'analisi più dettagliata della questione e ovviamente trovare una soluzione consona da permettergli di aggirare la problematica.

1.2 - Gli obiettivi e la struttura della tesi

Lo scopo di questa tesi è quello di analizzare i carichi ciclici che si ripercuotono su di una pressa enologica, in modo da individuare la componente strutturale più sollecitata e di proporre una soluzione valida onde diminuire i pericoli di rottura di tale componente. Il lavoro di ricerca necessario per la preparazione della tesi è stato composto da due fasi, nella prima fase attraverso Ansys, un software agli elementi finiti (FEM), sono state simulate le sollecitazioni meccaniche alla quale la struttura è

sottoposta durante fase di compressione e scorrimento della poltiglia vinicola. Nella seconda fase invece sono stati riportati su fogli Excel i dati che estrapolati da Ansys attraverso la funzione “*Stress Probe*”.

Successivamente attraverso la conoscenza della teoria della Fatica Meccanica sono stati calcolati i valori delle tensioni affaticanti che gravano sulla sezione resistente del perno in acciaio, che hanno permesso di individuare la zona più stressata ove la cricca ha iniziato la sua propagazione. Tale procedimento è stato ripetuto più e più volte, in modo da avere una mappa dettagliata riguardante lo stato tensionale locale della sezione resistente del perno; all’inizio simulando e analizzando simultaneamente gli effetti dei carichi statici e dinamici ed in un secondo momento separatamente.

Per ragioni ingegneristiche il calcolo a fatica sopra citato è stato fatto basandosi sugli stati tensionali che sono stati prelevati simulando separatamente i carichi agenti sulla pressa; ciò ha permesso non solo di individuare le zone che erano maggiormente a rischio rottura ma anche di poter capire come realizzare una serie di modifiche strutturali all’ apparecchiatura di sostegno della pressa, con l’obbiettivo di alleggerire il carico che viene esercitato sul perno di tenuta.

La tesi è strutturata in otto capitoli, nel primo troviamo l’introduzione, in cui viene riportato qual è stata la causa determinante per la stesura di tale dissertazione e gli obbiettivi che sono stati prefissati per analisi del caso studio in esame. Nel secondo capitolo invece inizia la parte teorica della trattazione dove viene riportata la teoria della Fatica Meccanica, ovvero l’origine dello studio ed i presupposti; il terzo invece è incentrato sul FEM; viene riportata la teoria sulla modellazione ad elementi finiti, viene spiegato in dettaglio cosa si intende per modello FEM e viene introdotto il software Ansys. Nel quarto capitolo troviamo la presentazione dei modelli realizzati per l’analisi del caso studio ed il quinto riporta i risultati ottenuti dalla simulazione di funzionamento della pressa fatta su Ansys. Nel sesto invece sono riportate le modifiche proposte all’azienda volte a migliorare la situazione e a scongiurare il ripresentarsi del problema. Nel settimo capitolo viene riportato in maniera riassuntiva ma esauriente il calcolo a fatica che è stato fatto basandosi sui dati prelevati dalla simulazione dello stato tensionale al quale è stata sottoposta la pressa.; infine, nell’ottavo ed ultimo capitolo, troviamo la parte conclusiva del lavoro svolto dove ho deciso di menzionare le informazioni che abbiamo carpito dalla verifica, le conoscenze acquisite in merito, e i dati che possono essere utilizzati come base di partenza per studi futuri.

CAPITOLO 2

TEORIA DELLA FATICA MECCANICA

2.1 – Cenni storici

Le prime ricerche sistematiche sul fenomeno della fatica si devono ad un ingegnere ferroviario tedesco, **August Wöhler** (figura 2.1.a), il quale tra il 1852 e il 1870 indagò su alcune, apparentemente inspiegabili, rotture di assali ferroviari (figura 2.1.b).



Fig 2.1.a - August Wöhler, 1824-1919. [1]

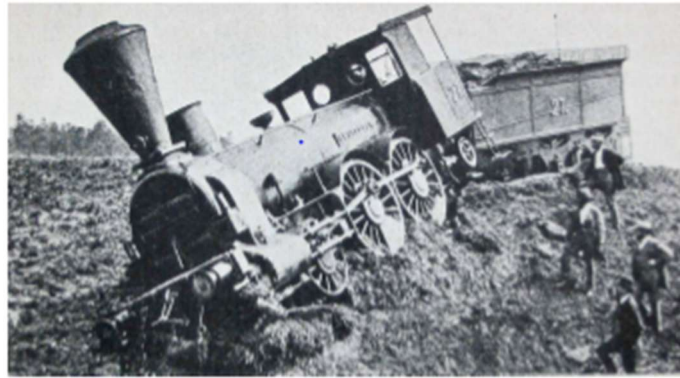


Fig 2.1.b - Locomotiva deragliata ad Amstetten (Austria) il 19 ottobre 1875 a causa della rottura di un assiale. [1]

L'ampiezza delle indagini e l'accurata interpretazione dei risultati, costituiscono ancora oggi un valido fondamento nello studio fenomenologico della fatica. Le peculiarità delle rotture che egli indagò con le sue ricerche furono le seguenti:

- La rottura del materiale avviene per tensioni inferiori a quella corrispondente al carico di rottura statico σ_R se questo viene sollecitato con azioni ripetute nel tempo.
- Il numero di cicli per pervenire a rottura N è tanto maggiore quanto minore è l'ampiezza di oscillazione della tensione σ_a .
- La tensione può oscillare indefinitamente entro un certo valore σ_{LF} senza produrre la rottura del materiale. Questo livello di carico viene detto tensione limite di fatica. Dalle prove sperimentali che condusse, Wöhler ricavò una serie di curve su base statistica che ancora oggi prendono il nome di Diagrammi di Wöhler e

costituiscono lo strumento base per la progettazione di componenti sollecitati a fatica.

2.2 – Il fenomeno della fatica

La fatica è un fenomeno progressivo, permanente e localizzato che provoca fratture di tipo fragile anche su materiali duttili. Essa interessa la stragrande maggioranza dei campi di applicazione della meccanica, in particolare dove vi sia un'applicazione di carico ciclica o comunque variabile nel tempo. È piuttosto insidiosa in quanto un pezzo soggetto a carichi affaticanti può giungere a rottura anche se il carico massimo è molto inferiore al limite di snervamento e costituisce infatti la causa principale di rottura dei componenti meccanici in esercizio. Tale fenomeno si compone di tre fasi principali:

- **La nucleazione** della la cricca
- **La propagazione**
- **Lo schianto finale** del pezzo

Dal punto di vista morfologico le rotture per fatica si differenziano dalle altre per la loro superficie caratterizzata dalla presenza di almeno due zone distinte: una piuttosto liscia, solcata da linee concentriche o sostanzialmente parallele tra loro (zona scura in figura 2.2.a) e una opaca a grana cristallina, più ruvida (zona più chiara in figura 2.2.a). La prima, che parte dal punto in cui si è innescata la cricca di fatica, è dovuta alla propagazione della cricca stessa, mentre la seconda corrisponde alla zona della rottura di schianto che si verifica quando il carico applicato diventa superiore a quello consentito dalla sezione resistente residua.

Un'altra caratteristica di questa forma di rottura è quella di non essere generalmente accompagnata da una deformazione plastica evidente a livello macroscopico pertanto il cedimento avviene improvvisamente senza evidenti segni premonitori.



Fig 2.2.a - superficie di rottura per la fatica di una pala dell'elica di un'imbarcazione.[1]

2.2.1 – La nucleazione

Vi sono diversi fattori che concorrono alla nucleazione della cricca ma tutti sono riconducibili alle interazioni tra i grani o tra le fasi presenti nel materiale. Differenti combinazioni di bande di scorrimento e incongruenze elastoplastiche tra i grani o tra le fasi innescano la formazione della cricca. La nucleazione viene dunque governata dalle deformazioni plastiche ripetute nel tempo che sono dovute al movimento di dislocazione nel reticolo cristallino del materiale. Sulla superficie dei pezzi soggetti a carichi affaticanti sono presenti estrusioni ed intrusioni di materiale (figura 2.2.1.a): si tratta di sporgenze ed intagli delle dimensioni di $0,1 \div 1 \mu\text{m}$. Essi si generano a causa dello slittamento permanente dei piani di maggiore scorrimento dei cristalli meglio orientati rispetto alla direzione di applicazione del carico. Si tratta di un fenomeno irreversibile poiché localmente il materiale incrudisce e non permette uno scorrimento di ritorno dei piani in campo elastico.

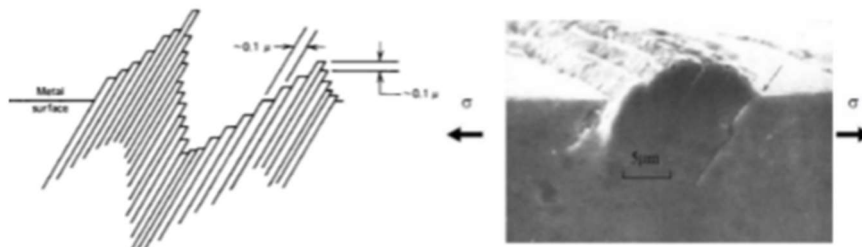


Fig 2.2.1.a - Schematizzazione di estrusioni ed intrusioni sulla superficie di materiale soggetto a carico affaticante e relativa fotografia al microscopio.[1]

Le irregolarità così create sulla superficie rappresentano punti critici in cui avviene una concentrazione tensionale che favorisce la nucleazione di microcricche. Quando la dimensione combinata alla geometria di una microcricca raggiunge un valore critico; termina la fase di nucleazione ed ha inizio la seconda fase, quella di propagazione del danno. La frattura avanzerà inizialmente lungo la direzione di questa microcricca “critica” mentre le altre microcricche generate si arresteranno il loro avanzamento. Inizialmente le microfessurazioni sono orientate come i piani lungo i quali avviene lo scorrimento dunque nella direzione delle massime tensioni tangenziali. Successivamente il difetto tende a propagarsi in direzione ortogonale a quella di applicazione del carico (figura 2.2.1.b).

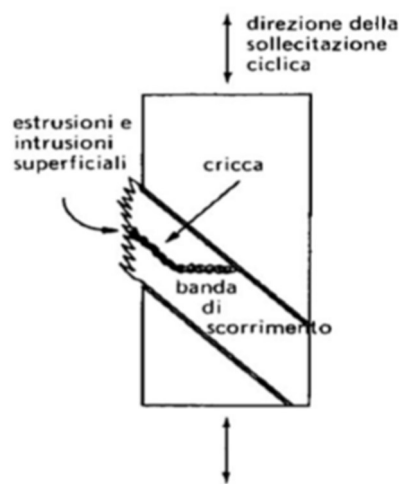


Fig 2.2.1.b - Schema di nucleazione e propagazione della cricca.[1]

In genere la nucleazione del difetto avviene in superficie poiché questa presenta inevitabilmente zone non perfettamente lisce che creano fin da subito delle concentrazioni di tensione. Inoltre, se la sollecitazione ciclica è di tipo torsionale o flessionale, è proprio in corrispondenza della superficie che si hanno i valori di tensione più elevati. In particolari condizioni può tuttavia accadere che la nucleazione avvenga in punti del componente non esposti. Ad esempio condizioni che sollecitano il materiale a compressione, come può avvenire sulle piste di un cuscinetto, generano spesso il distacco di porzioni di materiale poiché la cricca parte in profondità per avanzare verso la superficie. Ma anche una semplice inclusione o una porosità non esposta può creare una concentrazione di tensioni tale da innescare la frattura.

2.2.2 – La propagazione

Come accennato in precedenza, la cricca tende ad avanzare propagandosi lungo il piano ortogonale alla direzione di applicazione del carico. Ciò risulta maggiormente vero se il componente non è di piccole dimensioni. Il meccanismo di propagazione è legato alle deformazioni plastiche che avvengono in fondo alla cricca quando questa viene “aperta” dalla sollecitazione. Nel momento in cui viene a mancare il carico la cricca si “richiude” ma il fondo della gola risulta essere avanzato rispetto alla precedente sollecitazione poiché si è allargato e deformato plasticamente (figura 2.2.2.a).

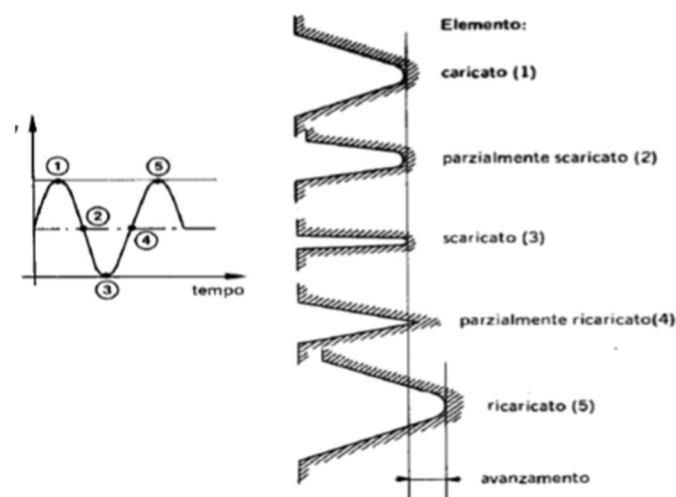


Fig 2.2.2.a - Grafico di una sollecitazione ciclica con relativo schema di avanzamento della cricca nel materiale.[1]

Questo meccanismo risulta piuttosto stabile nel tempo se anche il carico varia con costanza e l'avanzamento della cricca risulta circa lo stesso per ogni applicazione del carico. Va tuttavia precisato che non risulta ben chiaro se un singolo avanzamento della cricca corrisponda ad una singola applicazione della forza piuttosto che ad un “pacchetto” di applicazioni di carico. I singoli avanzamenti della cricca risultano solitamente visibili con l'ausilio di un microscopio elettronico sulla superficie di rottura corrispondente alla zona di propagazione del danno a patto che questa non venga danneggiata nel momento del cedimento di schianto. Le linee concentriche o parallele che li individuano vengono chiamate striature (figura 2.2.2.b) e non vanno confuse con le linee di spiaggia (figura 2.2.2.c) visibili ad occhio nudo; queste ultime

sono causate da una variazione delle condizioni di esercizio del componente durante la propagazione della cricca.

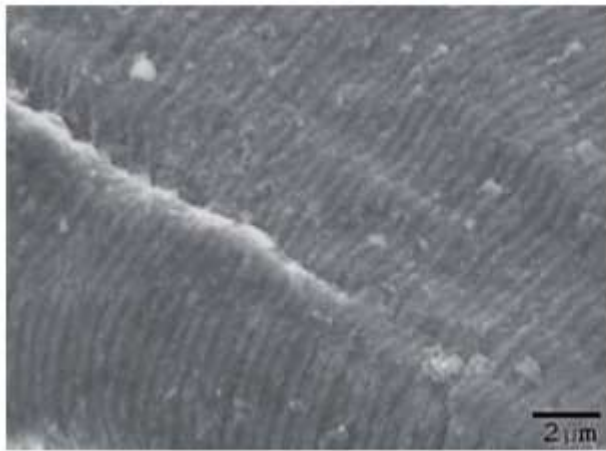


Fig 2.2.2.b - Striature sulla superficie di propagazione della cricca in un componente di alluminio.[1]



Fig 2.2.2.c - Linee di spiaggia sulla superficie di propagazione della cricca.[1]

Nella pratica è infatti raro che un componente meccanico venga sollecitato a fatica da un carico ciclico ad ampiezza costante. In generale sia l'ampiezza che il valore medio della sollecitazione sono variabili nel tempo e ad una sollecitazione più intensa corrisponde un maggiore accumulo del danno, ovvero una più rapida propagazione della cricca.

2.2.3 – Lo schianto finale

Il processo di danneggiamento a fatica culmina con la rottura finale. Quando la sezione resistente residua risulta tale da generare una tensione pari a quella di rottura del materiale, il componente cede durante l'applicazione del carico. L'aspetto della zona interessata dal cedimento di schianto è ruvido, irregolare ed opaco e presenta le caratteristiche morfologiche di una rottura di tipo fragile (zona superiore in figura 2.2.3.a). Il rapporto tra l'estensione della zona di propagazione e quella della zona del cedimento è proporzionale all'entità della tensione a cui era sottoposto il materiale; in particolare maggiore è la tensione, minore sarà l'area della superficie di propagazione.

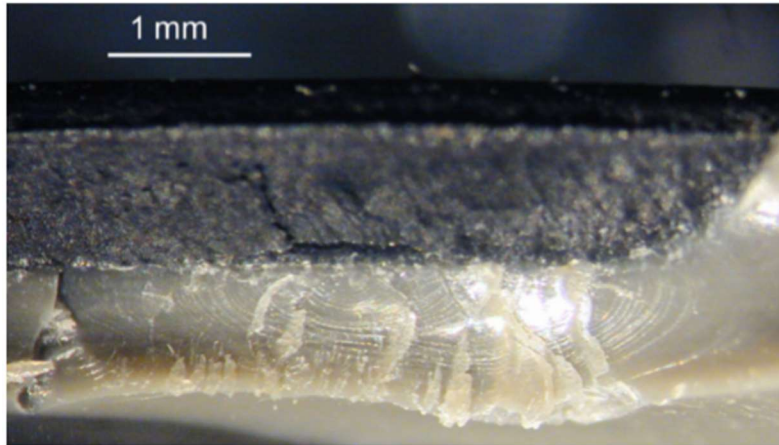


Fig 2.2.3.a - Superficie interessata da rottura a fatica. Si notano le differenze morfologiche tra la zona inferiore (propagazione) e superiore (rottura di schianto).

2.3 – Tipi di sollecitazione e rapporto di carico

Le rotture per fatica si possono verificare in svariate condizioni e per differenti tipi di sollecitazione, ad esempio trazione alternata, compressione alternata, trazione-compressione, flessione alternata e torsione alternata. Il carico può variare casualmente o in modo regolare, con forma d'onda sinusoidale, quadrata o di qualsiasi altro tipo (figura 2.3.a).

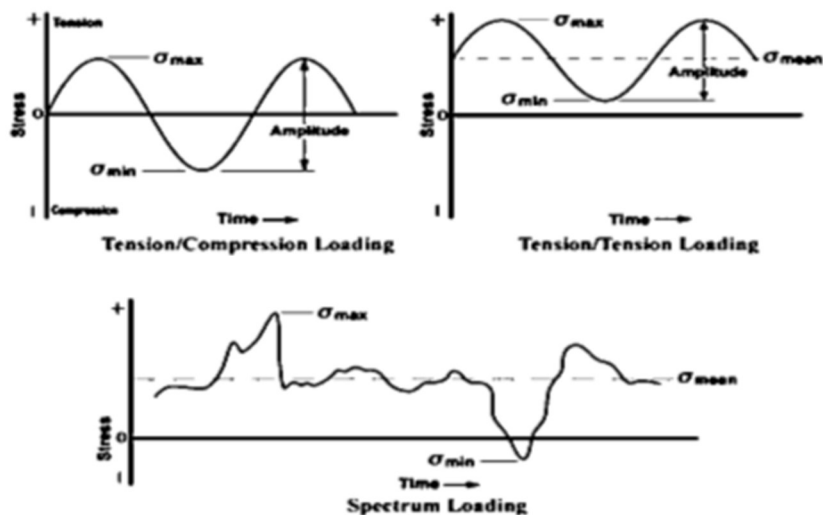


Fig 2.3.a - Forme d'onda sinusoidali ideali (in alto) e possibile forma d'onda reale (in basso). nel materiale.[1]

Il carico può oscillare in modo simmetrico intorno al valore zero o intorno ad un valore diverso da zero (figura 2.3.b).

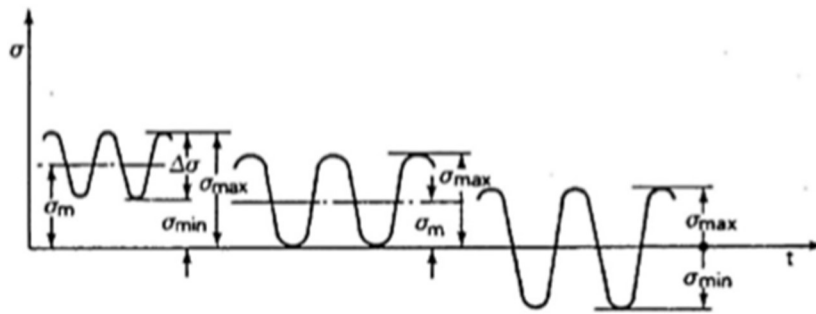


Fig 2.3.b - Differenti tipi di carico: onda simmetrica di trazione pulsata, onda simmetrica di trazione a zero, onda simmetrica di trazione-compressione.[1]

Il comportamento a fatica di un materiale dipende pertanto dal valore minimo della tensione (σ_{min}), dal valore massimo (σ_{max}), dal loro rapporto R , dal valore medio (σ_m) e dall'ampiezza (σ_a) definiti come:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a} \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{min} + \sigma_{max}}{2} \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{min} - \sigma_{max}}{2}$$

Il rapporto R è detto rapporto di carico ed è indicativo del tipo di sollecitazione:

- Se $R=1$ significa che la tensione massima e minima si equivalgono pertanto siamo in presenza di una sollecitazione statica di trazione o di compressione.
- Se $R=-1$ significa che le due tensioni hanno lo stesso modulo e segni opposti; si tratta dunque di una sollecitazione simmetrica alternata di trazione-compressione.
- Se $R=0$ significa che la tensione minima è nulla perciò il ciclo di carico presenta una trazione pulsata che si annulla ad ogni ciclo.
- Se $R=-\infty$ significa che la tensione massima è nulla e la minima è negativa; ciò si traduce in un ciclo di compressione pulsata che si azzera ad ogni ciclo.

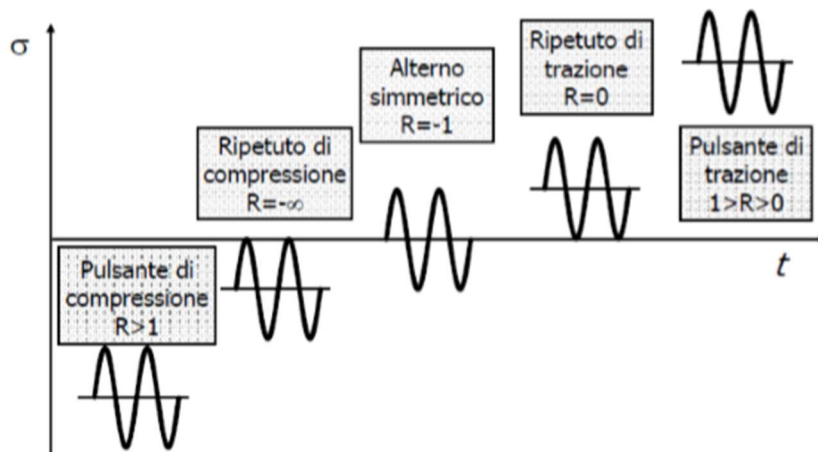


Fig 2.3..c - Differenti valori del parametro R e relative tipologie di carico.[1]

Le tensioni media (σ_m) e alternata (σ_a) giocano un ruolo fondamentale nella determinazione della resistenza a fatica di un componente. Esse sono inversamente dipendenti l'una dall'altra. In particolare all'aumentare della σ_m deve diminuire la σ_a affinché la vita a fatica del materiale rimanga la stessa. In fase di progettazione, per tenere conto della considerazione appena fatta, viene impiegato il diagramma di **Goodman-Smith**, detto più semplicemente diagramma GS (figura 2.3.d).

Si tratta di un grafico sul piano $\sigma_m - \sigma_{max}$ che individua un'area all'interno della quale il materiale risulta in sicurezza, ovvero non perviene a rottura per fatica. La curva superiore del grafico individua la σ_{max} mentre quella inferiore individua la σ_{min} . La tensione media σ_m si legge invece sulla retta centrale passante per l'origine. Muovendosi sull'asse delle ascisse si individuano le diverse combinazioni di carico: si tratta di carichi isoaffaticanti. Per la costruzione del suddetto grafico si inizia tracciando le rette di Goodman(paragrafo 2.4), una volta note σ_{LF} e σ_R . Poi nota anche la tensione di snervamento del materiale σ_S effettuo un taglio orizzontale sia per il suo valore positivo che negativo fino ad incontrare la bisettrice, successivamente mando due rette con pendenza pari a quella della bisettrice che intersecano i due valori di σ_{LF} (+b e -b). Infine unisco il punto in cui le prime due rette tracciate incontrano la bisettrice con il valore di σ_S di segno opposto.

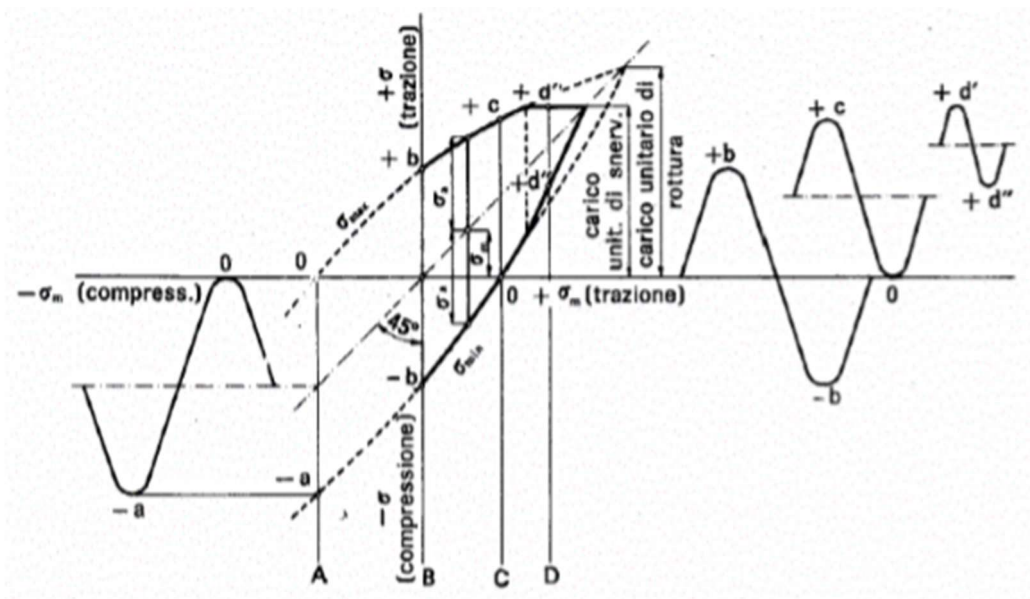


Fig 2.3.d-Diagramma GS e corrispondenti curve di carico isoaffaticanti.[1]

2.4 - Calcolo a fatica di componenti meccanici

In questo paragrafo viene spiegato come affrontare il calcolo a fatica di un progetto di un componente meccanico, sottoposto alle sollecitazioni di utilizzo più generiche ovvero la combinazione di un carico statico (vincoli) e di una sollecitazione ciclica (moto relativo). Le prove di fatica, come si è detto, vengono effettuate in genere con cicli a media nulla ($R = -1$) anche se nella pratica costruttiva accade molto di frequente che le sollecitazioni cicliche siano caratterizzate da una tensione media, non nulla, di trazione o di compressione. È molto importante, quindi, valutare l'effetto sulla durata di una tensione costante sovrapposta ad una sollecitazione di fatica alterna simmetrica, per la quale sia disponibile la curva di Wöhler.

2.4.1 – I modelli matematici di calcolo

Sono modelli ottenuti sul piano $\sigma_m - \sigma_a$ o piano di High (figura 2.4.1.a), andando ad inserire un segno grafico (x) per le combinazioni di valori per la quale la rottura è avvenuta ad un fissato numero di cicli $N = \text{cost}$, uguale per tutti. I dati riportati nella figura rappresentano una serie di prove effettuate con diversi valori della tensione

media σ_m ; come si vede la σ_a decresce all'aumentare della tensione media di trazione.

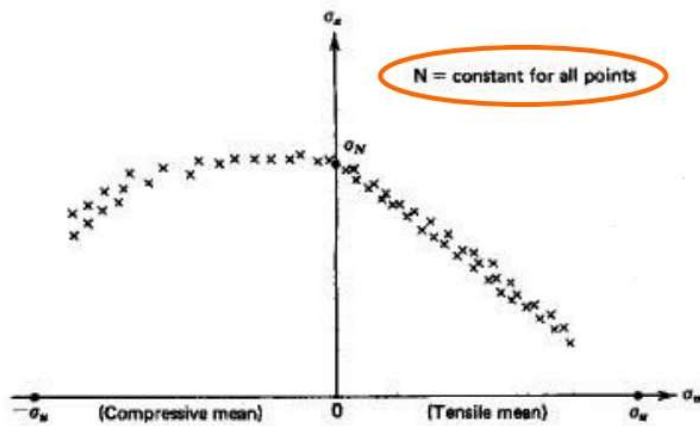


Fig 2.4.1.a - Piano di High.[2]

Nel caso in cui la tensione media è di compressione la σ_a rimane costante per un ampio campo di σ_m prima di sentirne l'effetto e diminuire. Si possono immaginare diversi modelli che riproducano il comportamento osservato sperimentalmente e quelli riportati di seguito sono tra i più utilizzati:

$$\text{Retta di Goodman } \frac{\sigma_a}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_R} = 1$$

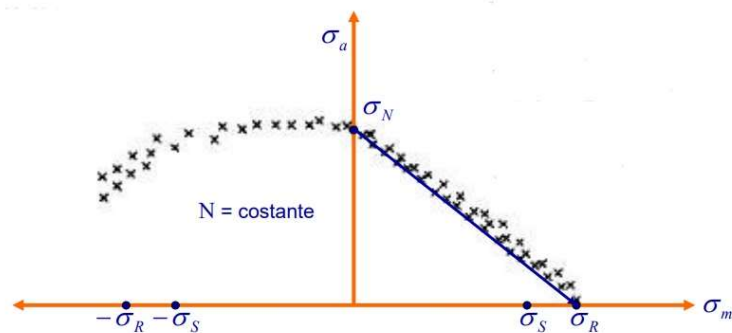


Fig 2.4.1.b - Retta di Goodman individuata sul piano di High.[2]

Retta di Soderberg $\frac{\sigma_a}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_S} = 1$

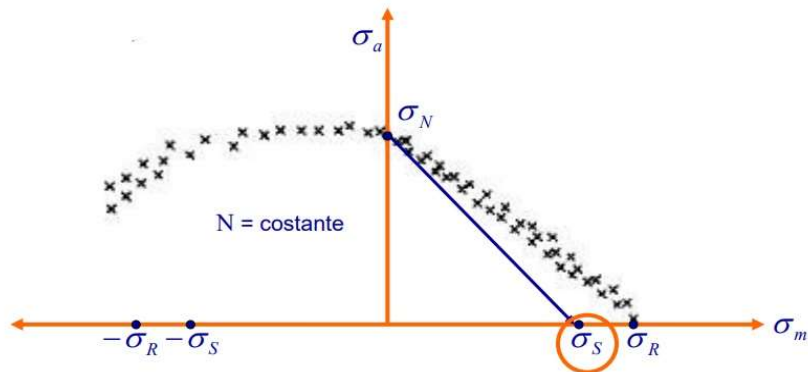


Fig 2.4.1.c - Retta di Soderberg individuata sul piano di High.[2]

Parabola di Gerber $\frac{\sigma_a}{\sigma_N} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_R}\right)^2 = 1$

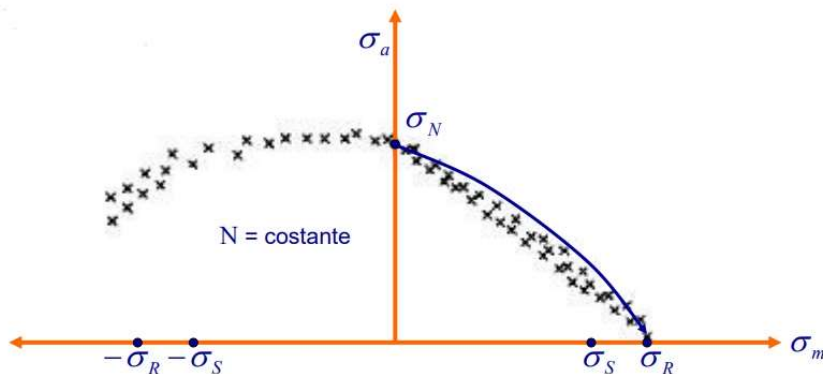


Fig 2.4.1.d - Parabola di Gerber individuata sul piano di High.[2]

Tra i modelli descritti, i più utilizzati sono quello lineare di Goodman perché rappresenta in modo sufficientemente accurato la realtà ed è di semplice applicazione e quello lineare di Soderberg che ha il vantaggio di essere più conservativo rispetto a quello di Goodman. Proprio per questo nel paragrafo relativo al calcolo a fatica eseguito sulla pressa verrà impiegata tale relazione.

2.5 – La curva di Wöhler

La curva di Wöhler (figura 2.5.a) è un grafico su base statistica che descrive il comportamento di un provino sottoposto ad un carico ciclico sinusoidale a valore medio costante. Essa mette in relazione la tensione alterna σ_a con il numero di cicli N che portano il provino a cedimento. Per definire una curva di Wöhler è dunque necessario definire il rapporto di carico R del ciclo di fatica. La configurazione più comune prevede $R=-1$ poiché è quella caratteristica di una prova di flessione rotante. Bisogna sottolineare che, seppur sottoposti allo stesso carico, i provini non si romperanno tutti dopo lo stesso numero di cicli ma seguiranno una distribuzione normale in coordinate logaritmiche.

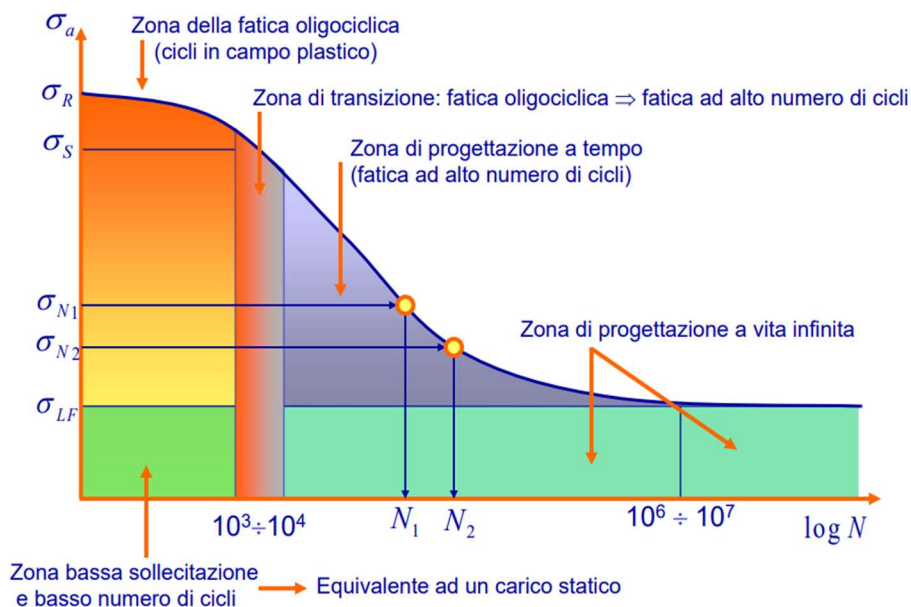


Fig 2.5.a - Curva di Wöhler in coordinate semi-logaritmiche ottenuta con rapporto di carico $R=-1$. [2]

Per costruire il diagramma di Wöhler è dunque necessario ripetere varie prove allo stesso livello di carico. Si varierà poi il livello di carico effettuando altre prove con questa configurazione.

Se per ogni configurazione si fa una media dei cicli di vita a rottura e si congiungono tali valori medi, si ottiene una curva di Wöhler al 50% (figura 2.5.b). Ciò significa che i valori di tensione che si leggono su questa curva forniscono una probabilità di sopravvivenza del 50% al corrispondente numero di cicli. Questo spiega la natura statistica del grafico. In fase di progettazione dei componenti meccanici, per ovvi

motivi, le curve più utilizzate sono quelle relative al 90% o 99% di probabilità di sopravvivenza. Visto l'elevato numero di cicli che si raggiunge e dato che il diagramma può essere semplificato dal punto di vista matematico, nella maggior parte dei casi le curve di Wöhler vengono rappresentate in coordinate bi-logaritmiche (figura 2.5.c).

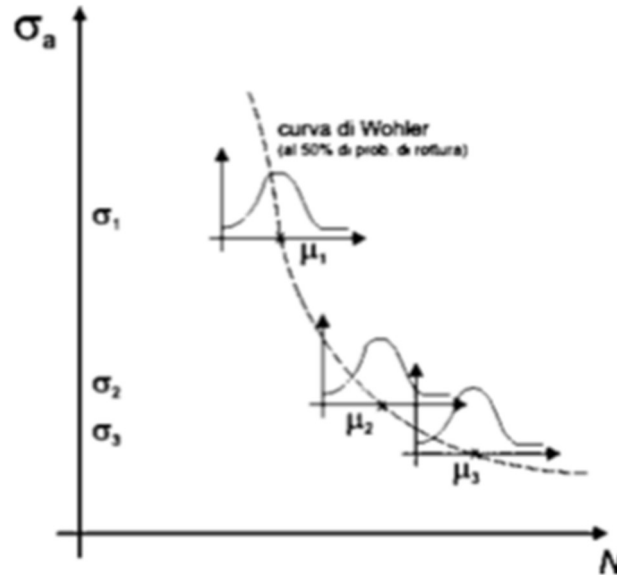


Fig 2.5.b - Curva di Wöhler al 50% ottenuta congiungendo i valori medi dei cicli di vita ad ogni livello di carico.[1]

Su grafico bi-logaritmico la curva, all'aumentare del numero di cicli N , la possiamo approssimare come una retta esprimibile con la seguente relazione:

$$\log \sigma_N = \log a + b \log N$$

Dove i parametri a e b rappresentano rispettivamente il rapporto tra la frazione di σ_R a mille cicli elevata al quadrato e la σ_{LF} e il rapporto logaritmico tra la frazione di σ_R a mille cicli e la σ_{LF} moltiplicato per una frazione negativa.

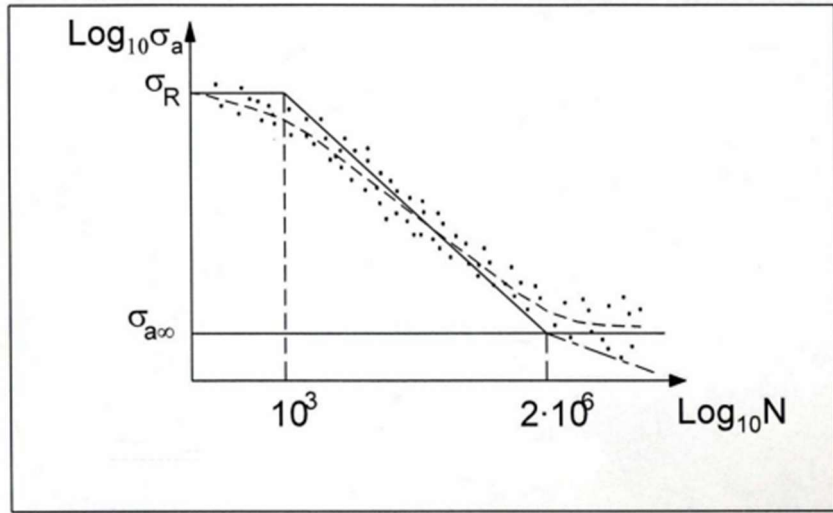


Fig 2.5.c - Curva di Wöhler in coordinate bi-logaritmiche.[1]

$$\mathbf{a} = \frac{(f \sigma_R)^2}{\sigma_{LF}} \quad \mathbf{b} = -\frac{1}{3} \left(\log \frac{f \sigma_R}{\sigma_{LF}} \right)$$

Si può notare che la curva (figura 2.5.a) presenta un limite superiore coincidente con la tensione di rottura σ_R ed uno inferiore corrispondente al limite di fatica σ_{LF} . Il primo tratto della curva individua la zona di fatica oligociclica ed è compreso tra 0 e $10^3 \div 10^4$ cicli. La zona centrale, quella compresa tra $10^3 \div 10^4$ e 10^6 cicli, individua il campo di fatica ad alto numero di cicli ed è il tratto che varia più rapidamente. In scala bilogaritmica questo tratto ha un andamento lineare descritto dalla legge di Basquin:

$$\sigma_N = a N^b$$

2.6 - Fattori che influenzano la vita a fatica

I fattori che influenzano la vita a fatica di un qualsiasi componente possono essere molteplici, tra i più significativi troviamo

- Fattore di forma
- Sensibilità all'intaglio

- Coefficiente di concentrazione effettivo
- Finitura superficiale
- Microstruttura dei grani
- Trattamenti termici e termochimici
- Frequenza di variazione di carico
- Le saldature

2.6.1 – Fattore di forma

Per motivi funzionali molti organi meccanici presentano forme particolari che variano bruscamente dando origine a zone critiche (figura 2.6.1.a). In questi punti si verifica un aumento dello stato tensionale che localmente diventa triassiale. Una filettatura, una sede per chiavetta, un foro, una variazione di diametro, una saldatura, una gola o semplicemente il profilo della base del dente di una ruota dentata possono innalzare il valore della tensione nominale σ_N fino ad un valore massimo locale σ_{locale} superiore di 3÷4 volte rispetto a quello nominale.

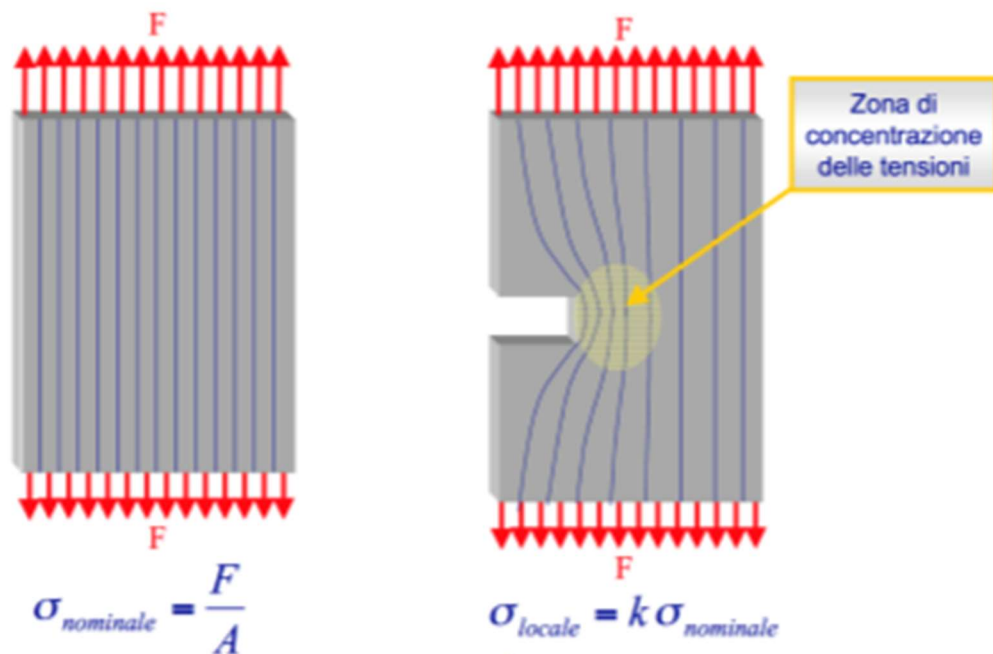


Fig 2.6.1.a- Zona critica generata da un intaglio alla base del quale si verifica una concentrazione di tensione.[1]

Per questo motivo si ricorre al cosiddetto fattore di forma o fattore d'intaglio teorico K_t definito come il rapporto tra la tensione massima causata dall'intaglio e la tensione nominale circostante:

$$K_t = \frac{\sigma_{locale}}{\sigma_N}$$

Questo fattore dipende dalla geometria del componente (tipo di variazione di forma, rapporti dimensionali, ecc.) e dal tipo di sollecitazione a cui tale componente viene sottoposto. Per uno stesso provino il fattore d'intaglio teorico a flessione sarà dunque diverso dal fattore d'intaglio teorico a trazione. Per le geometrie e sollecitazioni più comuni i valori di K_t si trovano tabulati. Il fattore d'intaglio teorico non dipende dal tipo di materiale. Per tenere conto delle caratteristiche del materiale si introduce un altro parametro.

2.6.2 – Sensibilità all'intaglio

Materiali differenti si comportano in modo diverso in presenza di intagli. Per questo viene definito il parametro q detto sensibilità all'intaglio come:

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\rho}{r}}}$$

Si tratta della cosiddetta relazione di Neuber in cui r indica il raggio di raccordo dell'intaglio espresso in pollici e ρ è una caratteristica del materiale che diminuisce all'aumentare della tensione di rottura (figura 2.6.2.a).

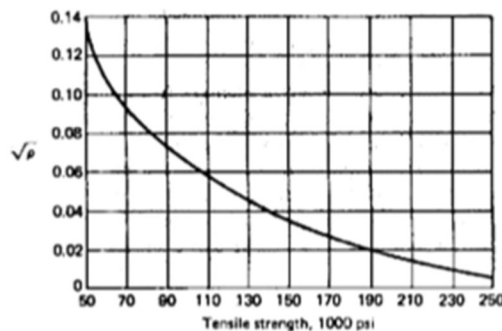


Fig 2.6.2.a - Andamento di $\sqrt{\rho}$ all'aumentare della tensione di rottura del materiale(es. acciaio).[1]

È immediato capire che all'aumentare della tensione di rottura (materiali più prestazionali) aumenta anche la sensibilità all'intaglio (figura 2.6.2.b). Si può infatti pensare che un materiale meno prestazionale sia ricco di per sé di difetti e che quindi risenta meno di un "ulteriore difetto" rappresentato appunto dall'intaglio. Il parametro q permette quindi di quantificare la "gravità" di un intaglio a seconda del materiale e di ridurre quindi l'influenza di K_t nel caso di materiali duttili o comunque poco prestazionali.

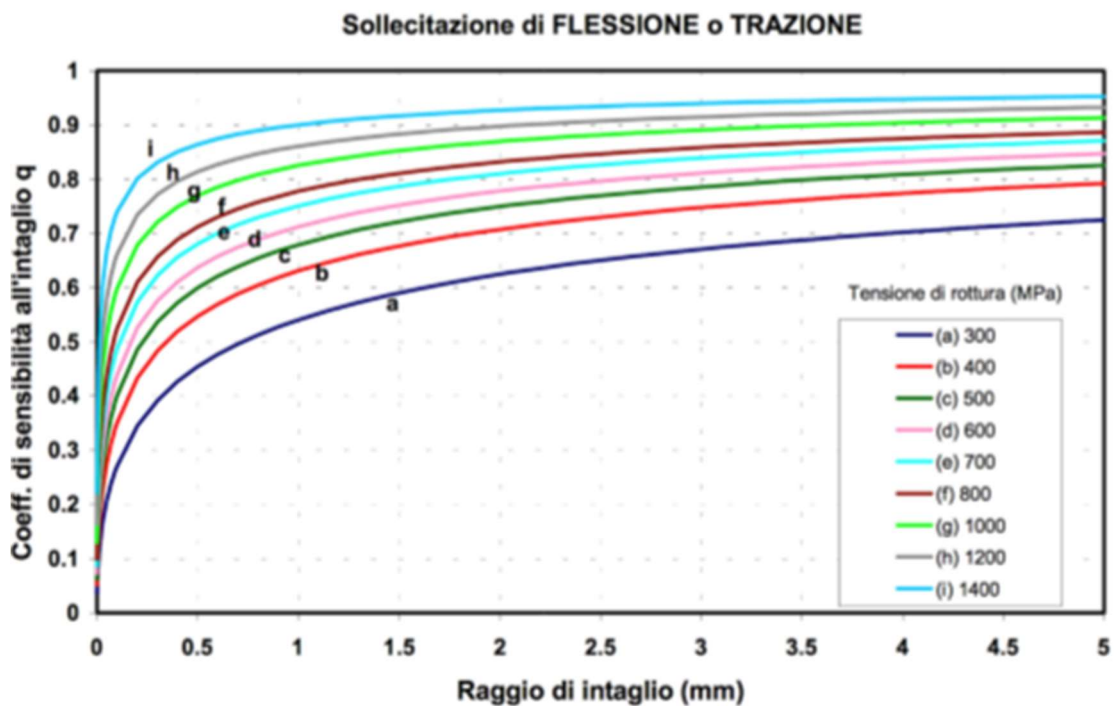


Fig 2.6.2.b - Valori di q in funzione di ρ e di σ_R per acciai al C.[1]

2.6.3 – Coefficiente di concentrazione effettivo

Alla luce di quanto detto possiamo definire il coefficiente di concentrazione effettivo a fatica delle tensioni indicandolo con K_f definendolo come il rapporto tra il limite di fatica del provino senza intaglio e quello del provino intagliato. Tale coefficiente può essere calcolato con la seguente relazione:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Si può così affermare che la variazione di resistenza a fatica dipende sia dalla geometria dell'intaglio e del componente, sia dalle caratteristiche del materiale.

2.6.4 – Finitura superficiale

Il grado di finitura superficiale ha una forte influenza sulla resistenza a fatica poiché le cricche si innescano spesso a partire dalla superficie esterna del componente. Le irregolarità superficiali (rugosità) costituiscono punti di concentrazione delle tensioni e quindi potenziali punti di innesco della cricca. Si intuisce facilmente che migliore è il grado di finitura superficiale migliore risulta la resistenza a fatica del componente. Esistono fattori correttivi per il calcolo della resistenza a fatica che tengono conto della rugosità superficiale.

La tabella in figura 2.6.4.a illustra l'andamento di tale fattore in funzione della resistenza del materiale e del tipo di lavorazione (e quindi della rugosità).

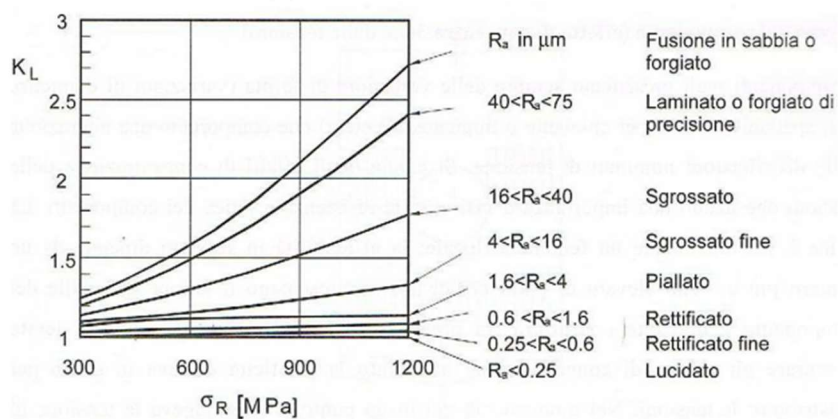


Fig 2.6.4.a - Andamento del coefficiente correttivo in funzione della resistenza del materiale e della finitura superficiale del componente.[1]

2.6.5 – Microstruttura e dimensione dei grani

In generale, a parità di tensione di rottura, una struttura aciculare resiste peggio a fatica rispetto ad una struttura globulare poiché una forma tondeggianti delle particelle riduce le concentrazioni di tensione. Per quanto riguarda invece la dimensione del grano cristallino, la sua influenza è piuttosto variabile e generalmente modesta. Si può comunque affermare che nei metalli non ferrosi e negli acciai ricotti, l'affinamento del grano aumenta il carico di rottura migliorando la resistenza a fatica (figura 2.6.5.a).

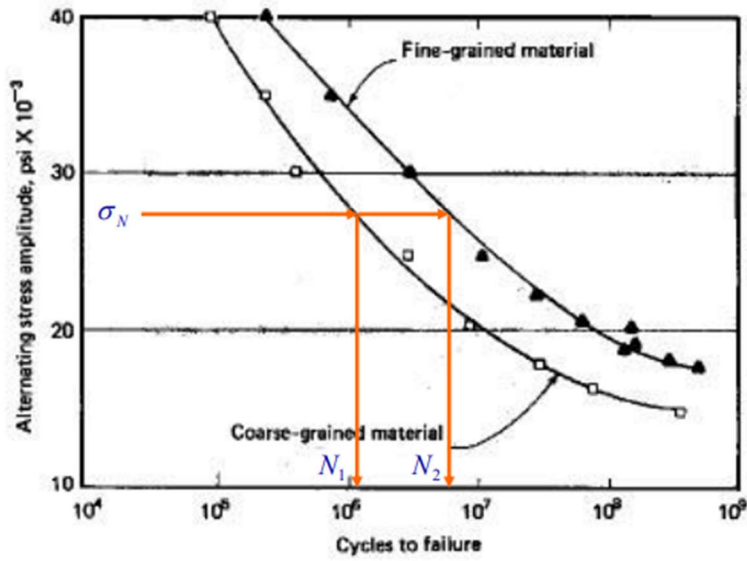


Fig 2.6.5.a - Andamento della σ_a in funzione del numero di cicli N e della finezza del grano. [2]

2.6.6 – Trattamenti termici e termochimici

Trattamenti come la tempra (figura 2.6.6.a), la cementazione e la nitrurazione producono un aumento della durezza superficiale del materiale e generano tensioni residue di compressione, quindi benefiche. Si può pertanto affermare che tali trattamenti migliorano il comportamento a fatica dei componenti ai quali vengono applicati.

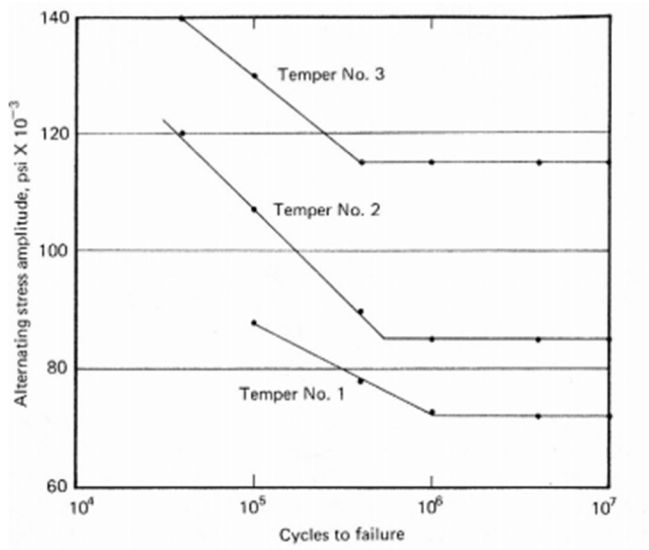


Fig 2.6.6.a - Andamento della σ_a in funzione del numero di cicli N e della temperatura di tempra. [2]

2.6.7 – Frequenza di variazione di carico

L'aumento di frequenza ha l'effetto di migliorare la durata fino a che non prevale l'effetto opposto, dovuto all'incremento di temperatura provocato dall'isteresi elastica. Dalle prove di laboratorio svolte (figura 2.6.7.a), risulta che la frequenza non incida sulla vita a fatica del componente a patto di non superare i 100 Hz. Ciò viene spiegato dal fatto che un aumento di frequenza causa un aumento di temperatura ma sottopone il materiale al carico per un tempo più breve e questi due fenomeni si compensano a vicenda. Superando invece il valore di 100 Hz, l'aumento di temperatura non viene più compensato e la resistenza a fatica peggiora. È dunque opportuno prevedere sistemi di raffreddamento per componenti soggetti a carichi ciclici ad elevata frequenza.

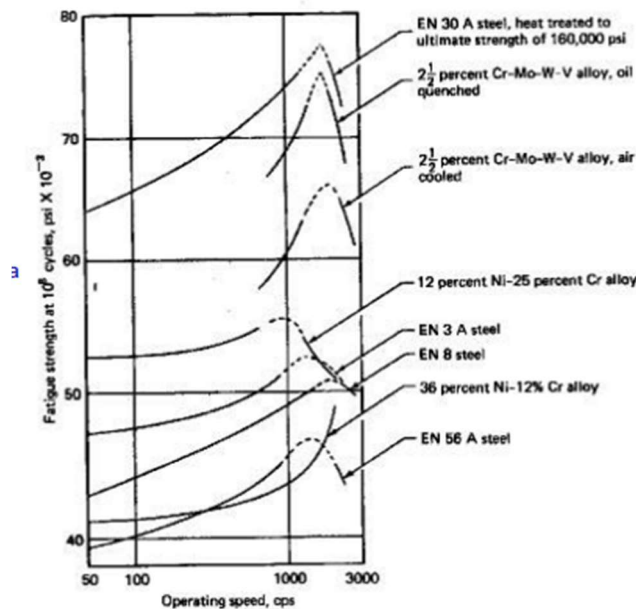


Fig 2.6.7.a - Andamento della σ_a in funzione del numero di cicli N e della frequenza di variazione di carico.[2]

2.6.8 – Le saldature

Le saldature costituiscono una disomogeneità superficiale del componente e quindi un eventuale presenza di sporcizia, inclusioni, o una eventuale non efficace realizzazione rappresentano un facile punto d'innesco di un eventuale cricca. In figura 2.6.8.a viene riportato come la retta di Goodman, in presenza di saldature a parità di tensione

alternata σ_a , si schiacci verso sinistra diminuendo il suo numero di cicli sopportabili a fatica N .

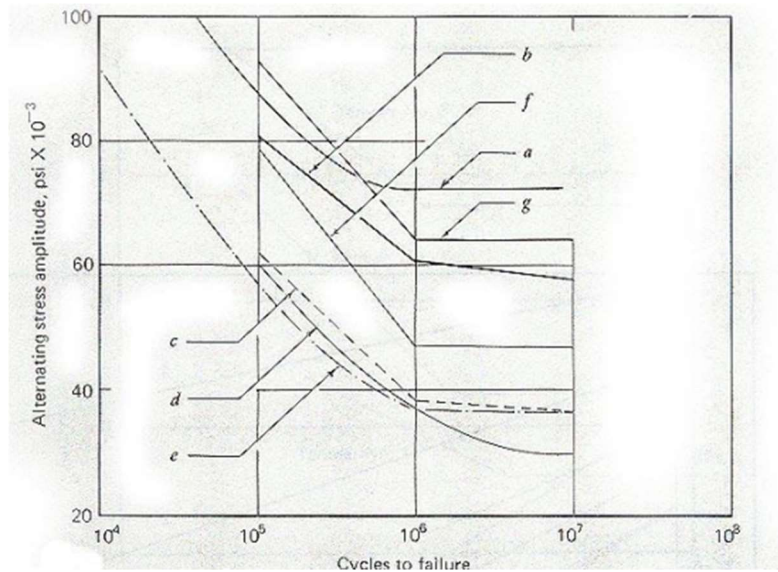


Fig 2.6.8.a - Andamento della σ_a in funzione del numero di cicli N e della presenza o no di saldature.[2]

2.7 - Le prove sperimentali

I test sulla resistenza a fatica prevedono la sollecitazione ciclica di provini realizzati ad hoc sottoponendoli al carico desiderato fino al raggiungimento della rottura. Si registrano i dati della prova che sono costituiti dalla forza applicata (e quindi la relativa tensione generata nel materiale) e dal numero di cicli al quale il pezzo è sopravvissuto. Si ripetono varie prove allo stesso livello di carico in modo da ottenere un numero tale di risultati da permettere di decretarne un valore medio. Le prove di fatica soffrono infatti di una certa dispersione dei risultati che aumenta al diminuire del carico. Una volta effettuato un numero sufficiente di prove, si varia il carico ripetendo altrettante prove e così via. L'obiettivo è generalmente quello di costruire una curva di Wöhler per interpolazione di punti in modo da caratterizzare la tipologia di provino. Nel caso si voglia caratterizzare un materiale ci si deve attenere alla normativa per la costruzione dei provini. Si tratta pertanto di prove che richiedono molto tempo specialmente se si vogliono ottenere dati piuttosto precisi circa il limite di fatica. Proprio per questo motivo è stato ideato il metodo Staircase. Tale procedura prevede l'impiego di una ventina di provini identici; si cerca di stabilire quale debba essere il numero di cicli corrispondente al limite di fatica (generalmente 10⁶ cicli), si fissa il

“passo”, ovvero il $\Delta\sigma$ di cui verrà variato il carico tra una prova e quella successiva, si stima quale possa essere la tensione corrispondente al limite di fatica e si assume tale valore come primo livello di carico. Se il provino sopravvive a tale livello di carico si svolge la prova successiva incrementando di un passo il valore della tensione. Se invece non dovesse sopravvivere, per la prova successiva la tensione verrà decrementata di un passo. Si raggiunge così una situazione piuttosto stabile attorno a due valori di tensione. Al termine della prova si procede al conteggio dei provini sopravvissuti e rotti ai corrispondenti livelli di carico. Con questi dati si effettua poi un calcolo statistico per decretare quale sia il valore della σ_{LF} . Essendo la fatica un fenomeno cumulativo, risulta importante cambiare provino ad ogni test poiché, anche se quest’ultimo non si è rotto, potrebbe comunque essere danneggiato e quindi non presentare la stessa resistenza di un provino vergine.

2.7.1 - Flessione rotante

Le prove di flessione rotante sono probabilmente le più comuni in quanto la macchina ed i relativi controlli sono piuttosto semplici ed economici. Si possono raggiungere frequenze elevate con costi contenuti. La macchina utilizzata per effettuare tali prove è la macchina di Moore (figura 2.7.1.a) che presenta lo schema di carico rappresentato in figura 2.7.1.b.



Fig 2.7.1.a - Macchina di R.R Moore per prove di flessione rotante.[1]

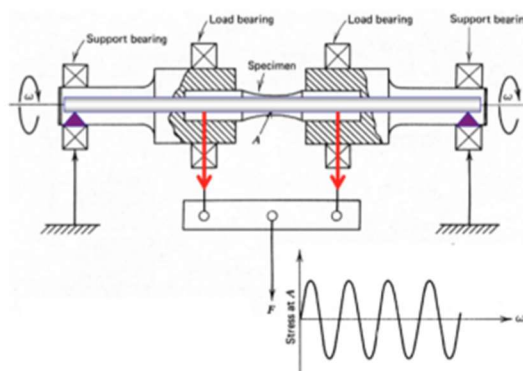


Fig 2.7.1.b - Schema di carico della macchina di Moore.[1]

La struttura di questa macchina, pur essendo semplice, consente di generare sul provino uno sforzo di flessione pura costante su tutta la sua lunghezza. Il carico viene “appeso” ai due cuscinetti centrali mentre le reazioni vincolari sono date dai due cuscinetti esterni. Analizzando la disposizione dei vincoli e delle forze applicate si ricavano i diagrammi in figura 2.7.1.c.

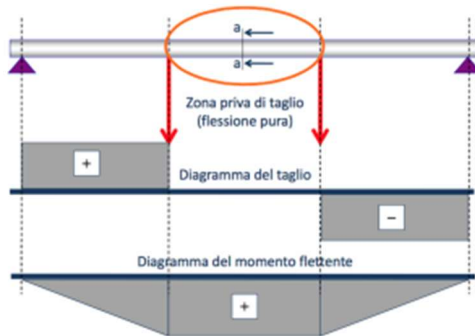


Fig 2.7.1.c - Diagrammi di taglio e momento flettente agenti su di un provino montato nella macchina di Moore.[1]

Al fine di innescare la cricca in un punto prestabilito si possono realizzare provini rastremati; in questo modo, essendo sia il momento flettente che quello torcente costanti, il danno si verificherà in corrispondenza della sezione minore.

2.7.2 - Flessione piana

Come la macchina di Moore, le macchine per prove di flessione piana risultano piuttosto economiche. I provini adottati sono a sezione rastremata in modo da ottenere valori di tensione costanti sulla lunghezza del pezzo. Il carico viene infatti applicato ciclicamente ad un'estremità del provino mentre l'altra è vincolata alla macchina.

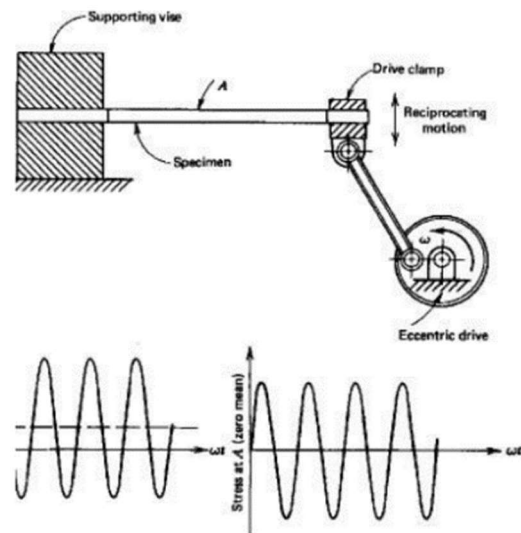


Fig 2.7.2.a - Schema di funzionamento di una macchina per prove di fatica a flessione piana con azionamento meccanico.[2]

Nella figura 2.7.2.a è rappresentato lo schema di funzionamento di una macchina di questo genere con azionamento meccanico.

2.7.3 - Trazione-compressione

Le prove di fatica con carichi di trazione-compressione risultano più costose in quanto necessitano di macchine più complesse e precise. Di seguito sono descritte le tre tipologie più diffuse:

- Macchina elettromeccanica
- Macchina servo-idraulica
- Macchina risonante

2.7.3.1 - Macchina elettromeccanica

Si tratta di un macchinario con azionamenti elettrici (motori elettrici lineari) impiegato principalmente per prove di trazione (figura 2.7.3.1.a). Occasionalmente può essere impiegata per prove di fatica con rapporto di carico positivo. Non è possibile effettuare prove con inversione del carico poiché si presenterebbero problemi legati alla presenza dei giochi e degli attriti di primo distacco in corrispondenza del punto morto. Ciò è dovuto al fatto che il moto viene trasmesso mediante un sistema vite-madrevite e ingranaggi.

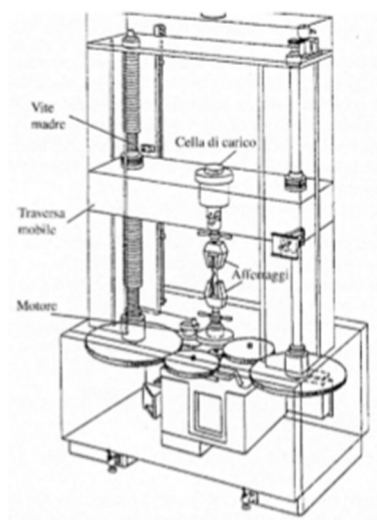


Fig. 2.7.3.1.a - Schema costruttivo di una macchina elettromeccanica.[1]

2.7.3.2 - Macchina servo-idraulica

Le macchine servoidrauliche, più costose di quelle precedentemente descritte, risultano idonee anche per lo svolgimento di prove di fatica con rapporti di carico negativi poiché il moto viene imposto da un meccanismo servo-idraulico; i limiti prestazionali sono imposti dalla servo-valvola e comunque non si va oltre frequenze di 50 Hz. Queste macchine necessitano di un impianto di refrigeramento per l'olio in quanto la sua temperatura operativa non deve mai superare i 43°C. Generalmente maggiore è il carico ciclico applicato, minore risulta la frequenza alla quale tale carico può essere imposto.

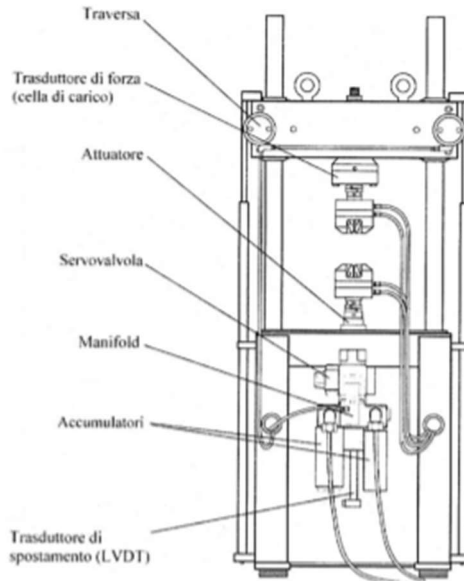


Fig. 2.7.3.2.a - Schema costruttivo di una macchina servo-idraulica.[1]

2.7.3.3 - Macchina risonante

Le frequenze d'esercizio di questi macchinari possono raggiungere l'ordine dei kHz (frequenze ultrasoniche). Essi sfruttano la frequenza di risonanza propria di un componente per generare sollecitazioni cicliche. La macchina consta di un sistema di eccitazione del provino ed il moto viene imposto da un elettromagnete. Quando si innesca la cricca la frequenza propria di risonanza del pezzo varia e la macchina si ferma poiché il sistema non risulta più equilibrato. Altro limite di queste macchine è che non riescono a mandare in risonanza provini realizzati con materiali duttili.

Tuttavia i costi di gestione risultano contenuti poiché, una volta mandato in risonanza il provino, è necessaria poca energia per mantenere l'equilibrio raggiunto. Queste macchine vengono impiegate per test ad elevatissimo numero di cicli poiché riducono drasticamente i tempi della prova come si può vedere dai dati riportati nella tabella in figura 2.7.3.3.a.

Cicli di carico	Test convenzionale 100 Hz	Test ultrasonico 20KHz
10^6	≈ 2.8 ore	≈ 50 sec
10^7	≈ 28 ore	≈ 9 min
10^8	≈ 12 giorni	≈ 1.4 ore
10^9	≈ 120 giorni	≈ 14 ore
10^{10}	≈ 3.2 anni	≈ 6 giorni

Fig. 2.7.3.3.a - Confronto tra i tempi necessari per sottoporre un provino allo stesso numero di cicli con macchina convenzionale e con macchina risonante.[1]

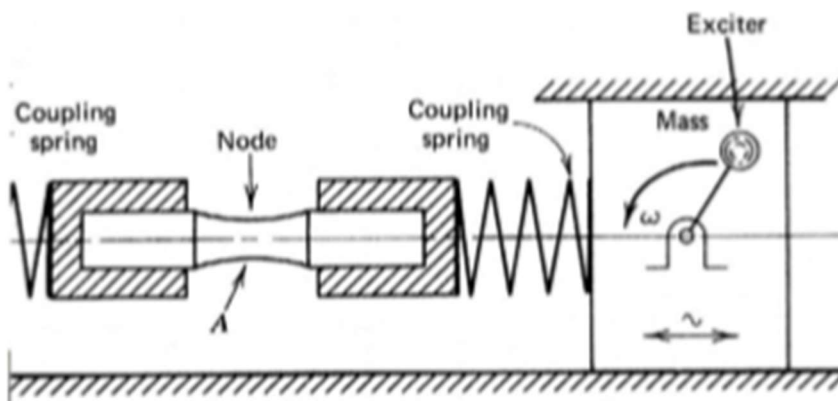


Fig. 2.7.3.3.b - Principio di funzionamento di una macchina risonante.[1]

2.8 – Accumulo del danno

L'obiettivo principale dello studio del fenomeno della fatica consiste nella determinazione della vita a fatica del pezzo o del dettaglio costruttivo, ai fini della progettazione, della valutazione della sicurezza e dell'ottimizzazione di componenti e strutture. La determinazione della vita residua sotto l'azione di sollecitazioni cicliche richiede la comprensione dell'evoluzione che porta alla rottura per fatica: quest'ultima, infatti, risulta essere l'esito di un processo di accumulo di danno, progressivo e irreversibile, in cui le proprietà meccaniche del materiale degradano in modo continuo sotto l'azione di carichi ciclici e il danneggiamento dipende dall'entità di tensioni e

deformazioni. È quindi noto che la fatica si manifesta come un progressivo deterioramento del materiale che si accumula al procedere dei cicli di carico; tuttavia il problema della rappresentazione di tale danneggiamento è di non facile soluzione. Per lo studio di questo processo si rende necessaria la formulazione di un metodo che consenta di valutare e quantificare l'accumulo del danno per fatica.

Generalmente è molto raro che un componente meccanico sia sollecitato a fatica da un carico ciclico ad ampiezza costante, infatti solitamente, sia l'ampiezza che il valore medio della sollecitazione sono variabili nel tempo (figura 2.8.a).

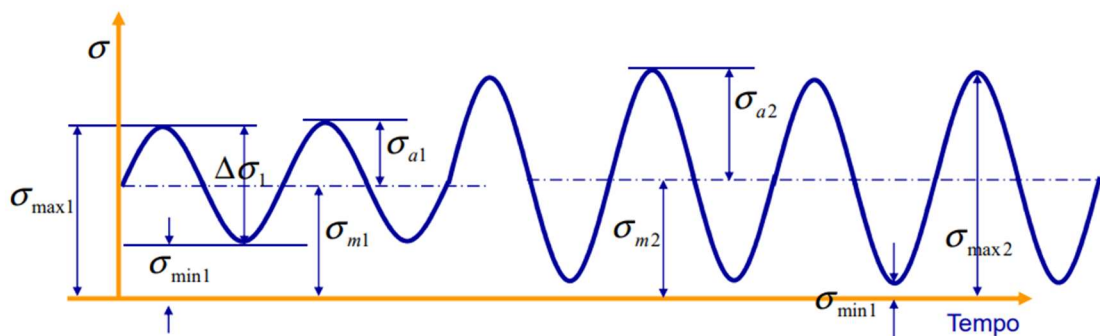


Fig 2.8.a - Storia di carico ad ampiezza e valor medio variabili.[2]

Tra le principali teorie che sono state elaborate sul concetto di danneggiamento in questa trattazione ne vengono riportate soltanto due:

- Teoria di procedimento lineare del danno di Miner
- Teoria di procedimento non lineare del danno di Starkey

2.8.1 - Teoria di procedimento lineare del danno di Miner

L'approccio di Miner si basa sulle seguenti assunzioni:

- il tasso di accumulo del danno rimane costante per ogni ciclo di carico, indipendentemente dal livello di carico;
- il danneggiamento a fatica si verifica e si accumula solo quando la tensione dovuta al carico è superiore al limite di fatica;
- l'accumulazione è di tipo lineare rispetto al numero di cicli;

- i cicli sono estratti e disposti in ordine crescente senza considerare l'ordine con cui si presentano realmente.

Il danno per fatica è rappresentato da una variabile scalare D tale che:

- $D=0$ per $N = 0$ intera vita a fatica rimanente
- $D=1$ per $N = N_f$ vita a fatica esaurita

Si indica con N_i il numero di cicli di ampiezza $\Delta\sigma_i$ necessario per provocare la rottura per fatica del materiale, ricavato dalla curva di Wöhler in corrispondenza del livello tensionale d'interesse (figura 2.8.1.a).

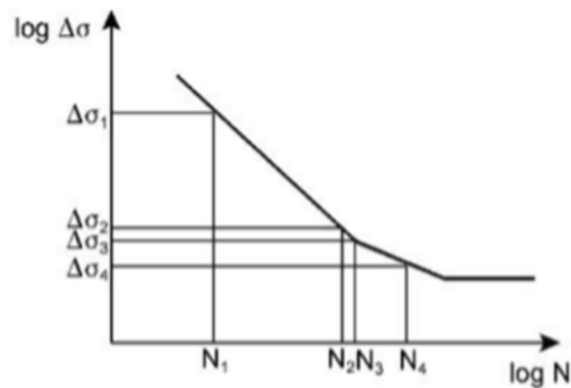


Fig. 2.8.1.a - Ottenimento della vita a fatica N_i corrispondente ad un dato livello di carico attraverso la curva Wöhler.[3]

Si ricavano quindi le espressioni del danno secondo questa trattazione. Per un solo ciclo di carico di ampiezza $\Delta\sigma_i$:

$$D = \frac{1}{N_i}$$

Per n_i cicli di carico di ampiezza $\Delta\sigma_i$:

$$D = \frac{n_i}{N_i}$$

Assumendo la linearità dell'accumulazione, il danno per fatica di componenti sottoposti a carichi ad ampiezza variabile, con k diversi livelli di carico, può essere stimato come:

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i}$$

Dove:

D danno totale, assunto pari all'unità in corrispondenza della fine della vita a fatica

n_i numero di cicli di carico ad un dato livello di tensione $\Delta\sigma_i$

N_i numero di cicli a rottura per il dato livello di tensione $\Delta\sigma_i$

L'espressione proposta da Miner ha riscosso grande successo ed è presente nella normativa di riferimento come metodo per il calcolo del danno per fatica. Grazie alla sua semplicità e alla facilità di applicazione, poiché essa richiede, oltre alle proprietà a fatica del materiale, solamente la conoscenza dei livelli tensionali agenti sul componente strutturale. Tuttavia, essa fornisce buoni risultati solo per carichi caratterizzati da piccole variazioni dell'ampiezza e del valore medio della tensione; considerando i casi reali, in cui l'accumulazione non avviene in modo lineare, la formulazione risulta inadeguata per descrivere l'effettivo progredire del danno.

2.8.2 - Limiti della legge di accumulazione lineare

Le assunzioni alla base della formulazione di Miner ne costituiscono anche i limiti.

La legge di accumulazione lineare proposta, infatti, presenta i seguenti difetti:

- dipendenza dal livello di carico, dal momento che si considera che tutti i carichi provochino lo stesso danno D;
- assenza dei contributi, in termini di danno, dovuti a tensioni inferiori al limite di fatica, che sono una delle cause principali degli errori delle previsioni teoriche rispetto ai risultati ottenuti sperimentalmente;
- mancanza di sensibilità nei confronti della sequenza dei carichi, trascurando l'interazione dovuta alla successione delle sollecitazioni.

Per questi motivi la legge di Miner spesso porta ad una discrepanza tra la vita prevista e quella sperimentale. Essa è stata pertanto oggetto di modifiche da parte di diversi autori, nel tentativo di impiegare con successo, per la stima del danno, la semplice formula proposta. Tuttavia, a causa delle carenze intrinseche, la previsione di vita a fatica basata sull'accumulazione lineare alla Miner è spesso insoddisfacente.

2.8.3 - Teoria di procedimento non lineare del danno di Starkey

Per tenere conto degli effetti dovuti alla successioni dei carichi sono state proposte diverse leggi di accumulazione del danno non lineari, molte delle quali basate su formule empiriche o semi empiriche, senza fondamento teorico.

Una delle prime formulazioni è quella di Marco e Starkey, pubblicata nel 1954, che prevede una struttura simile a quella di Miner, ma in forma esponenziale:

$$D = \sum_{i=1}^k \left(\frac{n_i}{N_i} \right)^{m_i}$$

in cui m_i è un coefficiente dipende dall'i-esimo livello di carico. L'espressione fornita considera gli effetti della sequenza di carico (figura 2.8.3.a), tuttavia le ricerche hanno dimostrato che solo in alcuni casi e per alcuni materiali la vita di fatica prevista dal modello di Marco e Starkey mostra un buon accordo con i risultati sperimentali; inoltre, il coefficiente m_i risulta di difficile determinazione.

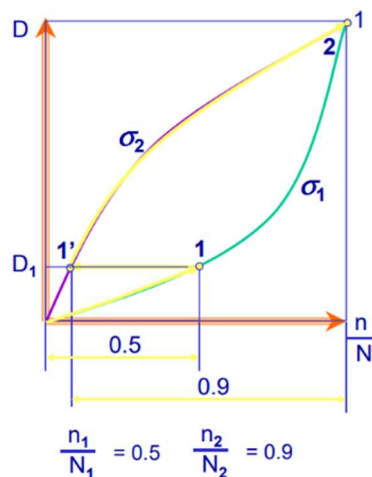


Fig. 2.8.3.a. – Andamento del danneggiamento al variare della sequenza di carico.[2]

Applicando la teoria non lineare di Marco-Starkey, nel caso di due livelli di sollecitazione σ_1 e σ_2 (con $\sigma_1 < \sigma_2$) il valore $D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i}$ dipende dalla sequenza di carico. La formulazione, pertanto, ha un uso limitato nelle applicazioni ingegneristiche. Tuttavia nell'ambito della progettazione meccanica, dove è richiesto un elevato grado di affidabilità le teorie principalmente utilizzate sono quella di Henry e quella bilineare di Manson.

CAPITOLO 3

LA MODELLAZIONE AD ELEMENTI FINITI

3.1 - Analisi agli elementi finiti

I componenti meccanici di forme semplici, quali barre, travi ecc., possono essere analizzati piuttosto facilmente con i metodi di base della meccanica che forniscono soluzioni in forma chiusa. Tuttavia i componenti reali raramente risultano così semplici, perciò il progettista è costretto a accontentarsi di approssimazioni delle soluzioni in forma chiusa, o ricorrere a metodi numerici o addirittura alla sperimentazione.

Nella progettazione meccanica, dove sono ampiamente utilizzati i programmi di disegno assistito al calcolatore, il metodo di calcolo che meglio si integra con tali sistemi CAD è proprio *l'analisi agli elementi finiti (FEA)*. Gli aspetti matematici e applicativi di questo metodo sono molto vasti; oggi inoltre sono disponibili numerosi software commerciali per l'analisi agli elementi finiti., quali ANSYS, ABAQUS, MARC ecc. La figura 3.1.a mostra il modello agli elementi di una biella che è stato sviluppato per studiarne il comportamento strutturale e per verificarne gli effetti della lubrificazione elasto-idro-dinamica sui supporti. Vi è una moltitudine di applicazioni FEA, come analisi statiche e dinamiche, lineari e non lineari, di tensioni e di deformazioni; vibrazioni libere e forzate; propagazione del calore; instabilità elastica; acustica; elettrostatica e magnetismo; fluidodinamica; tubazioni.

Questi diversi ambiti possono essere integrati nelle cosiddette “analisi multi-fisiche accoppiate”. Un componente meccanico reale è una struttura elastica continua. Il FEA divide la struttura intera in sottostrutture elastiche di dimensioni piccole ma finite.



Fig 3.1.a – Modello di biella ottenuto con il software Ansys(a) mesh del modello; (b) curve di isolivello di tensione.[4]

Per mezzo di funzioni di approssimazione polinomiale del campo degli spostamenti, e sfruttando opportunamente il calcolo matriciale, il comportamento elastico continuo di ogni elemento viene determinato in funzione delle proprietà geometriche e del materiale dell'elemento stesso. Si possono applicare carichi interni all'elemento(gravitazionali, dinamici, termici ecc.), sulla superficie(pressione) o sui *nodi* dell'elemento(forze concentrate o spostamenti imposti). I *nodi* sono le vere entità fondamentali che caratterizzano gli elementi; infatti è ai nodi che gli elementi si collegano tra di loro garantendo la congruenza del continuo elastico, che vengono assegnate le condizioni al contorno o di vincolo e che vengono realmente applicate in ultima analisi tutte le forze(di contatto, interne, concentrate e distribuite ecc..). inoltre sono i nodi a possedere i *gradi di libertà* Gld.

Una volta che ciascun elemento all'interno di una struttura sia stato definito localmente in forma matriciale, tutti gli elementi vengono successivamente assemblati globalmente attraverso i nodi comuni o meglio i loro Gdl comuni in un'unica matrice complessiva del sistema. A questo punto vengono specificati i carichi applicati e le condizioni al contorno, e attraverso operazioni di tipo matriciale si calcolano tutti gli spostamenti incogniti relativi ai Gdl non vincolati.

3.2 - Metodo degli Elementi Finiti (Finite Element Method)

Con lo sviluppo delle tecnologie elettroniche e la produzione di computers via via più potenti e capaci, il calcolo strutturale ha subito un vistoso cambiamento. Le procedure

di calcolo eseguite manualmente sono state sostituite dalle procedure di calcolo automatico eseguite dai calcolatori. Il metodo agli elementi finiti viene utilizzato per risolvere in maniera approssimata problemi descritti da equazioni differenziali alle derivate parziali riducendo queste ultime ad un sistema di equazioni algebriche. Il Metodo FEM si applica a corpi fisici che possono essere suddivisi in un certo numero, anche molto grande, di elementi di forma definita e dimensioni contenute. Ogni singolo elemento finito viene considerato un campo di integrazione numerica di caratteristiche omogenee. La caratteristica principale del metodo degli elementi finiti è la discretizzazione attraverso la creazione di una griglia, la mesh, composta da primitive, che sono gli elementi finiti, di forma codificata (triangoli e quadrilateri per domini 2D, esaedri e tetraedri per domini 3D). Su ciascun elemento caratterizzato da questa forma elementare, la soluzione del problema è assunta come combinazione lineare di funzioni dette funzioni di base o funzioni di forma (shape functions). Bisogna tenere presente che la funzione viene approssimata, e non necessariamente saranno i valori esatti della funzione quelli calcolati nei punti, ma i valori che forniranno il minor errore su tutta la soluzione.

Durante le prime fasi di sviluppo di questa metodologia, notevole sforzo è stato rivolto alla formulazione degli elementi e all'implementazione su computer dell'intero processo risolutivo. Grandi avanzamenti si sono poi avuti nella tecnologia dei calcolatori, grazie alle capacità hardware in rapida espansione e allo sviluppo di algoritmi sempre più efficienti e accurati per la generazione automatica di *mesh* adattative e per la risoluzione di sistemi matriciali. Poiché il metodo degli elementi finiti è una tecnica numerica che si basa sulla discretizzazione di una struttura in realtà continua, vengono introdotti inevitabilmente alcuni errori.

- **Errori di discretizzazione:** La geometria e la discretizzazione degli spostamenti in una struttura reale variano con continuità. L'utilizzo di un numero finito di elementi per modellare il componente introduce errori causa dell'intrinseca limitazione matematica degli elementi stessi, non permettendo una perfetta sovrapposizione con la geometria e con gli spostamenti della struttura vera.

- **Errori di modellazione:** Sebbene molto spesso al giorno d'oggi la geometria sia importata da sistemi CAD e sia molto aderente al componente reale, nel modello FEM il più delle volte le condizioni di vincolo e di carico debbono per forza essere schematizzate e semplificate, comportando un'ulteriore grado d'incertezza nel risultato finale, soprattutto localmente.

Come esempio di errore di discretizzazione, si la piastra sottile a spessore costante illustrata nella figura 3.2.a(a). Nella figura 3.2.a(b) invece troviamo il modello a elementi finiti della struttura realizzato con elementi semplici triangolari a tre nodi in condizione di stato piano di tensione. Le forze e i vincoli possono essere imposti soltanto in corrispondenza dei nodi. I nodi di degli elementi triangolari semplici in stato di tensione piano hanno come soli gradi di libertà le due traslazioni nel piano; perciò i supporti semplici, indicati con triangoli neri sul lato sinistro, rappresentano il supporto fisso(incastro) della piastra.

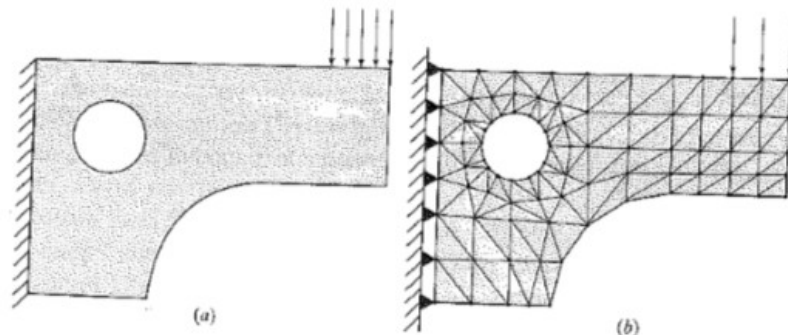


Fig 3.2.a - esempio di problema strutturale.[4]

Si nota inoltre che l'unico modo per rappresentare il carico distribuito è quello di applicare forze concentrate ai nodi, in modo che tale sistema di forze concentrate sia staticamente equivalente al carico effettivo. L'elemento triangolare usato presenta un duplice difetto: i suoi bordi sono diritti, e rimangono diritti anche dopo la deformazione; inoltre al suo interno la distribuzione delle deformazioni è in realtà forzosamente uniforme. Il primo problema, di natura geometrica, riguarda la modellazione di bordi o superfici curve. Il secondo tipo di problema generalmente più grave del primo, è legato al fatto che in certe regioni del componente la distribuzione

delle deformazioni può variare rapidamente nello spazio, mentre un elemento a deformazione costante come quello triangolare è in grado di fornire solo approssimazione del valo medio.

3.3 Step di analisi

L'esecuzione di un'analisi numerica agli elementi finiti prevede i seguenti step operativi:

- Scelta del tipo di elemento
- Definizione delle proprietà fisiche dell'elemento
- Definizione delle proprietà del materiale
- Definizione della geometria dell'elemento
- Generazione della mesh (Meshing)
- Assegnazione dei carichi
- Assegnazione delle condizioni al contorno e/o iniziali
- Soluzione

Ora entreremo in dettaglio a partire dalle proprietà geometriche dell'elemento.

3.3.1 – Definizione della geometria dell'elemento

Negli attuali codici FEM commerciali sono presenti delle vere e proprie *librerie* contenenti un gran numero di elementi con diverse geometrie.

.Gli elementi possono essere suddivisi nelle seguenti categorie:

- Di linea
- Di superficie
- Solidi
- Speciali

Nella tabella 3.3.2.a sono riportati soltanto alcuni dei tipi di elementi disponibili per analisi strutturali. Non tutti gli elementi supportano tutti i possibili gradi di libertà. Di esempio, l'elemento asta 3-D possiede solamente i tre gradi di libertà per ogni nodo, all'interconnessione l'asta potrà ruotare liberamente poiché il vincolo di rotazione in realtà non le viene trasferito.

3.3.2 - Generazione della mesh (Meshing)

La rete di nodi ed elementi che discretizzano una regione è indicata con il nome di *mesh*. Una volta definiti completamente i contorni della struttura, senza che siano necessarie troppe operazioni da parte dell'utilizzatore, diversi schemi sono disponibili per discretizzare la struttura se si utilizza un solo tipo di elemento. Per problemi di elasticità piana i contorni sono definiti da una serie di linee esterne ed interne, e il tipo di elemento da utilizzare sarà l'elemento elastico planare.

Per strutture in parete sottile la geometria è definita da superfici tridimensionali e gli elementi saranno di tipo piastra tridimensionale. Nel caso di strutture solide i contorni possono essere creati con tecniche di geometria solida costruttiva o booleana o di rappresentazione al contorno.

La *densità della mesh* aumenta se una stessa regione della mesh a densità viene modellata con più elementi; si parla invece di *raffinamento* della mesh quando la densità viene modificata da un'analisi FEM per fornire risultati più accurati in un'analisi successiva. Generalmente si ottengono risultati migliori se si aumenta la densità di mesh nelle zone con elevati gradienti di tensione o se le variazioni geometriche vengono modellate dolcemente. Il più delle volte i risultati di analisi FEM convergono al valore esatto se si affina gradualmente la mesh. Per questo, si possono effettuare più prove aumentando la densità di mesh nelle zone con elevati gradienti tensione, fino a che non si ottiene una sostanziale stabilizzazione del valore massimo di tensione e questo può essere considerato come il risultato più attendibile. Infatti molte case che producono e distribuiscono software FEM hanno sviluppato metodi per generare la mesh in modo completamente automatico, e in qualche caso anche per raffinarla in modo autoadattativo. L'obiettivo è quello di ridurre significativamente il tempo e lo sforzo richiesto al modellatore in fase di pre-processing per arrivare al modello FEM ottimale.

Tipo di elemento	Nome	Forma	Numero di nodi	Applicazioni
Di linea	Asta		2	Barre incernierate in trazione o compressione
	Trave		2	Barre sottoposte a flessione
	Trave completa		2	Flessione, torsione e sforzo assiale. Con o senza irrigidimento sotto carico
Di superficie	Quadrangolare a 4 nodi		4	Tensione o deformazione piana; assialsimmetria; piastre e pannelli sottili soggetti a flessione o carichi membranali
	Quadrangolare a 8 nodi		8	
	Triangolare a 3 nodi		3	
	Triangolare a 6 nodi		6	
Solidi†	Esaedro a 8 nodi (brick)		8	Solidi, piastre spesse
	Pentaedro a 6 nodi (wedge)		6	Solidi, piastre spesse, usati in zone di transizione
	Tetraedro a 4 nodi (tet)		4	
Speciali	Gap		2	Spostamento libero in compressione per un certo intervallo
	Hook		2	Spostamento libero in trazione per un certo intervallo
	Giunti rigidi		Variabile	Vincoli rigidi tra più nodi

Fig 3.3.2.a- esempio di libreria di elementi finiti.[4]

Ritornando al modello di figura 3.2.a, contorni della struttura sono costruiti come illustrato nella figura 3.3.2.a. La mesh generata automaticamente, mostrata nella figura 3.3.2.b, è costituita da 294 elementi e 344 nodi; notare l'uniformità di densità ai bordi.

Il solutore agli elementi finiti calcola la deformata e le mappe di tensione secondo Von Mises illustrate nella figura 3.3.2.b(c). La massima tensione di Von Mises, ottenuta nel punto indicato dalla freccia, vale 28.3 Mpa. La stessa geometria è stata successivamente rimodellata con una maggiore densità di mesh come mostrato nella figura 3.3.2.b(d) arrivando a 1008 elementi e 1096 nodi.

I risultati sono mostrati nella figura 3.3.2.b(e), la massima tensione di Von Mises è diventata 28.9 Mpa con un incremento solo dell'1.8% rispetto a prima.

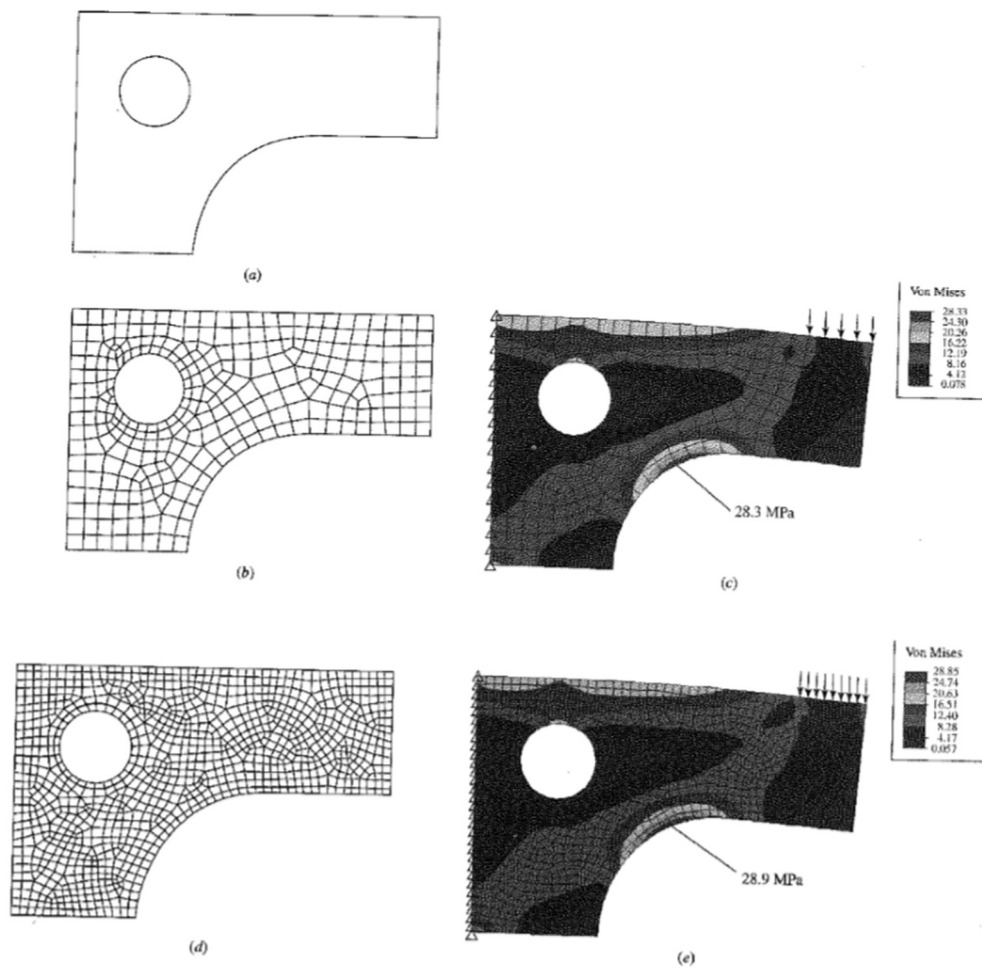


Fig 3.3.2.b - Generazione automatica della mesh per il modello a piastra sottile di figura.[4] 3.2.a

Con tutta probabilità, la soluzione è molto vicina al valore di convergenza. Quando possibile, è preferibile visualizzare le mappe di tensione a colori. Come quelle riportate nella figura 3.3.2.b(c) e 3.3.2.b(e). Per ottenere risultati realistici occorre avere nelle zone con elevata concentrazione di tensione una mesh molto fine.

È molto importante la mesh sia addensata in questa regione e al contempo che la mesh di transizione che collega il resto della struttura sia graduale. Una variazione brusca di mesh può comportare di per sé l'apparizione di false concentrazioni di tensione nei risultati.

3.3.3 – Assegnazione dei carichi

Esistono due modi fondamentali per specificare i carichi agenti su una struttura sui nodi e sugli elementi. A ogni modo, in ultima analisi, i carichi sugli elementi sono sempre applicati ai nodi, attraverso carichi nodali equivalenti.

Un aspetto dell'applicazione dei carichi è collegato al principio di De Saint-Venant che dice che se non c'è particolare interesse nel conoscere precisamente lo stato di tensione vicino ai punti di applicazione delle forze non è necessario distribuire le forze in modo molto preciso. Le forze e i momenti esterni possono essere applicati al singolo nodo purché l'elemento supporti il grado di libertà associato alla forza o al momento. Va sottolineato che in corrispondenza delle zone di applicazione del carico si possono ottenere valori elevati di tensione non riscontrati nella realtà; ciò non dovrà preoccupare eccessivamente l'analista che dovrà valutare con attenzione caso per caso. Le coppie concentrate possono essere applicate solo ai nodi di elementi trave o piastra e non possono essere applicati a elementi asta, a elementi piani in elasticità piana o assialsimmetrica, né a elementi solidi di tipo *brick*; questi tipi di elemento infatti non supportano gradi di libertà rotazionali. È possibile applicare un momento puro a tali elementi soltanto per mezzo di forze concentrate disposte sotto forma di coppia. I carichi associati agli elementi includono il carico statico dovuto alla gravità, gli effetti termici, le forze di superficie come la pressione idrostatica nonché i carichi dinamici dovuti ad accelerazioni costanti e a velocità angolari costanti.

Come già anticipato, questi carichi vengono convertiti dai software in carichi nodali equivalenti e in ultima analisi sono trattati come forze concentrate ai nodi.

Per i carichi gravitazionali l'entità e la direzione della costante gravitazionale espressa in $\frac{m}{s^2}$ devono essere fornite dall'analista. Per i carichi termici, il coefficiente di espansione termica α deve essere fornito per ogni materiale, così come devono essere forniti i valori di temperatura iniziale e finale della struttura. Molti software danno la possibilità di effettuare preliminarmente l'analisi termica di propagazione del calore per determinare la temperatura finale su tutti i nodi della struttura; questi risultati della l'analisi termica vengono salvati su file e poi trasferiti come carichi per effettuare il calcolo delle tensioni in un'analisi di tipo meccanico. Questa operazione è chiamata *analisi termo-meccanica accoppiata* e richiede che il modello termico e quello meccanico abbiano la stessa geometria e la stessa mesh.

I carichi di superficie possono essere applicati in genere a molti tipi di elementi per esempio, distribuzioni di forze uniformi o variabili linearmente possono essere applicate su elementi trave. Pressioni uniformi o lineari sono applicabili al bordo di elementi piani e assialsimmetrici e anche sulle facce di elementi piastra o sulla superficie di elementi brick. Ogni software richiede una diversa procedura per l'inserimento di queste forze, a volte con operazioni in modalità testo, altre volte in modalità grafica.

3.3.4 - Assegnazione delle condizioni al contorno e/o iniziali

Simulare correttamente le condizioni al contorno e altre forme di vincolo rappresenta probabilmente la parte più difficile nel modellare una struttura con il metodo degli elementi finiti. Quando si specificano i vincoli è piuttosto facile commettere errori di omissione o di imperfetta rappresentazione della realtà. Può perfino rendersi necessario eseguire test con diversi approcci per modellare vincoli esoterici, come bullonature, punti di saldatura ecc., che non corrispondono esattamente ai vincoli di cerniera o incastro; eventualmente, questi test vanno limitati a problemi semplici e non effettuati su intere strutture complesse. Inoltre quando l'esatto comportamento di un vincolo risulta incerto se ne possono studiare i casi limite. Per esempio, spesso si

modellano gli alberi con cuscinetti, considerando quest'ultimi come gli appoggi semplici, ma è verosimile che i cuscinetti abbiano comportamento a metà strada tra l'incastro e l'appoggio semplice; per questo si possono analizzare entrambe le situazioni e stabilire le condizioni più estreme di funzionamento. Ad ogni modo l'assunzione di supporti semplici porta a risultati conservativi per quanto riguarda le tensioni e le deformazioni, cioè l'analisi FEM così condotta sovrastimerà un po' le tensioni e le deformazioni a cui va incontro la struttura reale.

Le *equazioni di vincolo multi-punto* vengono usate piuttosto spesso per modellare condizioni al contorno o connessioni rigide tra corpi elastici. Ad esempio nel caso di una trave caricata uniformemente e incastrata ad entrambi gli estremi si assume generalmente che la trave non sia vincolata in direzione orizzontale e che pertanto essa possa scorrere orizzontalmente all'interno dei supporti e le equazioni di vincolo agiscono come elementi rigidi e di conseguenza vengono anche indicate come tali; corrispondono cioè ad elementi che possono solo traslare o ruotare rigidamente.

Gli *elementi al contorno* sono usati per assegnare degli spostamenti a uno o più nodi in una struttura e possono essere utilizzati per specificare condizioni al contorno particolari, come spostamenti o rotazioni orientati in modo diverso rispetto al sistema di riferimento globale.

3.4 – Tecniche di modellazione

Con gli odierni pacchetti CAD e con i generatori automatici di mesh è piuttosto semplice creare dei modelli solidi e discretizzare il loro volume con elementi finiti. Grazie inoltre alle velocità e alle capacità di memoria messe a disposizione dai moderni computer è anche possibile creare modelli con un elevatissimo numero di nodi ed elementi. Le tecniche di modellazione agli elementi finiti del passato sembrano antiquate ed inutili. Tuttavia, un modello molto complesso può richiedere inutilmente più tempo di uno più semplice, senza necessariamente che vi sia un adeguato miglioramento dei risultati, anzi, talvolta il modello più semplice fornisce anche una previsione più accurata. La questione discriminante è legata al fatto del risultato al quale si è interessati cioè tensione o deformazione o entrambi.

3.5 - Il software Ansys

Il software Ansys, sviluppato da EnginSoft, è un codice di calcolo che considera le tre dimensioni dello spazio utilizzando la tecnica degli elementi finiti, al fine di discretizzare dei domini solidi di forma qualsiasi. Il metodo degli elementi finiti FEM (Finite Element Method) consente di determinare la soluzione numerica approssimata di un sistema di equazioni differenziali mediante risoluzione di un sistema di equazioni algebriche equivalenti. Le equazioni da risolvere sono solitamente lineari, mentre in alcuni casi si vanno ad utilizzare equazioni non lineari. Un classico esempio di equazione non lineare è il caso dell'interferenza tra superfici appartenenti a geometrie diverse: a differenza delle precedenti equazioni, queste hanno un elevato peso computazionale che dilata, in modo anche considerevole, i tempi di calcolo e di risoluzione del problema. L'analisi FEM rappresenta uno strumento avanzato di analisi strutturale che consente lo studio di strutture vincolate e caricate in diverso modo. Nel caso di un mezzo elastico che occupa un determinato dominio, ad esempio, le incognite sono rappresentate dalle componenti di spostamento del generico punto del continuo: queste devono soddisfare le equazioni differenziali all'interno del dominio stesso (equazioni di equilibrio indefinite, equazioni di congruenza, legame costitutivo) e sul contorno (condizioni al contorno sugli spostamenti o sulle tensioni). Il dominio viene quindi suddiviso in un numero finito di sottodomini chiamati elementi finiti. Gli spostamenti incogniti sono calcolati in alcuni punti degli elementi chiamati nodi, e approssimati in tutti gli altri mediante prefissate funzioni di interpolazione o di forma.



Fig. 3.5.a – Rappresentazione di una malia di elementi finiti.[5]

Il codice ANSYS contiene un dettagliato database che raccoglie tutti i dati di input e tutti i risultati ottenuti. Il programma permette di effettuare vari tipi di analisi, dalle più semplici analisi di tipo statico in campo elastico-lineare, alle più complesse quali

analisi non lineari, accennate in precedenza. Risulta quindi possibile trattare la quasi totalità dei casi che possono verificarsi nell'ambito di progettazione e verifica strutturale. Il tipo di elemento da utilizzare dipende dallo schema di calcolo scelto per approssimare il comportamento del componente o della struttura reale in esame. Le proprietà fisiche dell'elemento sono i parametri fisici che compaiono nella matrice di rigidità dell'elemento: tra questi si ricorda l'area della sezione trasversale per un elemento asta e lo spessore per un elemento piastra inflessa. Le proprietà del materiale, invece, ne definiscono il comportamento meccanico: possono essere costanti o lineari, dipendenti dalla temperatura secondo un polinomio di quarto grado o secondo una tabella di valori, ma anche non lineari o anisotrope. Il numero di costanti da dare in input al programma dipende dal tipo di analisi: per esempio, in un'analisi in campo lineare elastico, sono sufficienti due costanti elastiche per un materiale isotropo, modulo di elasticità longitudinale E ed coefficiente di Poisson ν . Per eseguire invece un'analisi in campo elastoplastico è necessario definire l'intera curva tensione-deformazione del materiale. Per quanto riguarda la creazione del modello, la definizione della mesh, l'assegnazione dei vincoli e dei carichi, la soluzione e l'analisi dei risultati, le procedure da seguire sono diverse a seconda del tipo di elemento utilizzato. Questa è senza dubbio la parte di analisi che richiede maggior tempo.

CAPITOLO 4

CASO STUDIO: PRESSA PCM400

4.1 – Presentazione dei modelli sviluppati

In questo capitolo si propone di descrivere il lavoro di calcolo svolto agli elementi finiti sulla pressa PCM400(figura 4.1.a).

Quello che è avvenuto è che delle 46 presse in esercizio, 4 hanno riportato delle rotture, 3 nella zona del canotto nel lato soffianti e 1 nel lato della corona. L'obiettivo del calcolo svolto è stato quello di analizzare lo stato tensionale della pressa nelle condizioni di normale esercizio, al fine di individuare e comprendere quali fossero le cause delle rotture occorse.

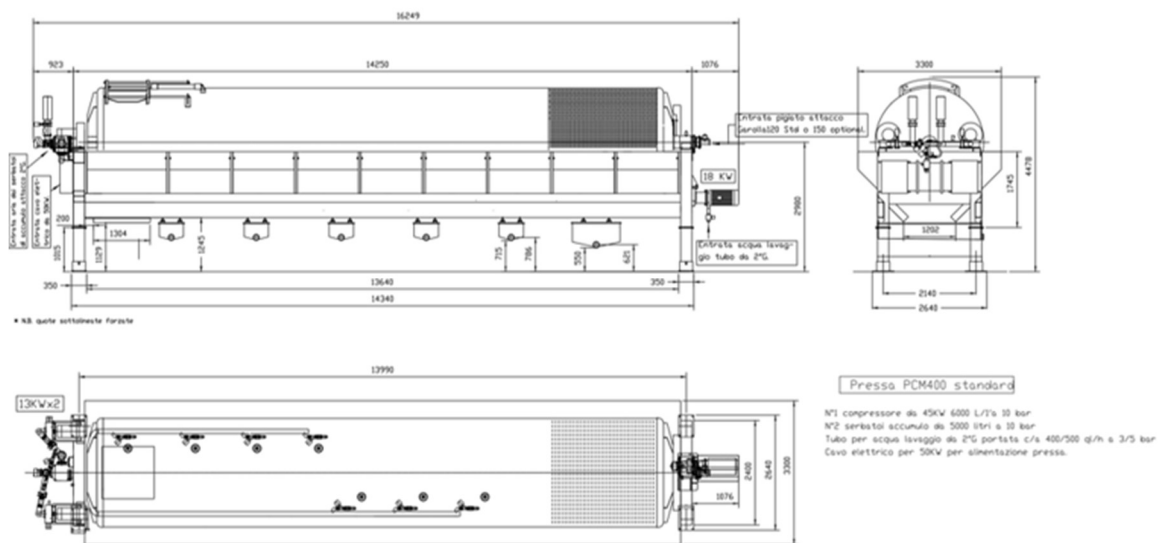


Fig. 4.1.a – Pressa PCM400.

Al fine di valutare l'influenza della saldatura del canotto con la piastra circolare di collegamento alle razze, sono stati realizzati 2 diversi modelli:

- Modello con canotto non saldato
- Modello con canotto saldato al disco di collegamento delle razze

Per ogni modello sono state simulate diverse condizioni di carico, al fine di individuare l'andamento dello stato tensionale nelle condizioni di utilizzo standard; combinando in maniera opportuna le diverse condizioni di carico e simulando lo stato tensionale è stato possibile valutare successivamente la vita a fatica della pressa. I modelli che sono stati realizzati per ciascuno di quelli sopra riportati al variare delle condizioni di carico sono i seguenti:

- Modello FEM con pressa carica e pressione interna
- Modello FEM con pressa carica
- Modello FEM con solo pressione interna

4.2 - La geometria

A partire dai disegni forniti dall'azienda, è stata ricreata la geometria 3D della pressa per poterla utilizzare in un modello FEM. Al fine di simulare la corretta rigidezza della pressa sono state disegnate le asole del mantello cilindrico; sono state ridisegnate e sistemate le paratoie interne con i relativi rinforzi ed infine sono state sistemate e ridisegnate le piastre della zona di ingresso sia per quanto riguarda il lato corona sia per la zona lato soffianti.

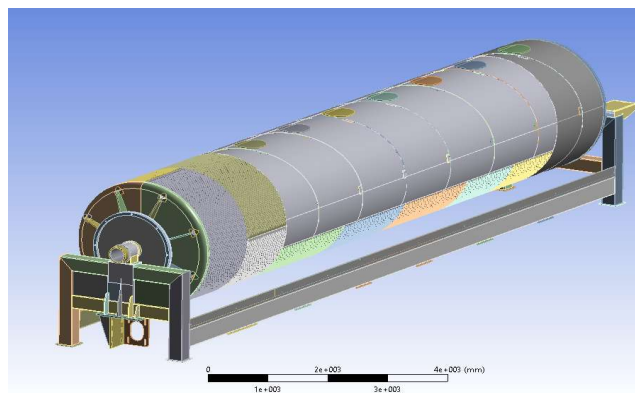


Fig. 4.2.a – Geometria completa pressa lato corona.[6]

Nelle figure che troviamo nella pagina successiva e in quella corrente sono riportati i particolari della geometria sistemata e utilizzata nei successivi modelli FEM. Nella figura 4.2.a viene riportata la geometria completa della pressa vista da lato corona, mentre nella figura 4.2.b troviamo quella vista dal lato soffianti.

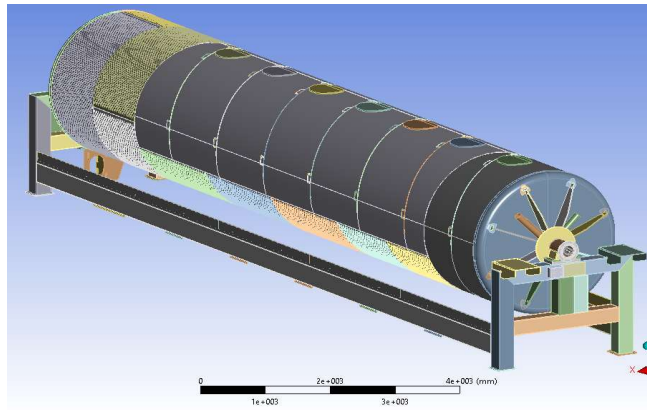


Fig. 4.2.b – Geometria completa pressa lato soffianti.[6]

4.3 - Il modello FEM

La geometria è stata importata nel codice FEM, quindi è stata effettuata la mesh dell'intero modello con elementi solidi di tipo brick.

Tale mesh è composta da:

- 1822460 nodi
- 722091 elementi

Nelle figure che troviamo in questa pagina e in quella seguente sono riportati alcuni dei particolari della mesh riguardante l'intera pressa, in particolare le zone che dopo la simulazione svolta, dal punto di vista tensionale hanno riscontrato i valori più elevati. Rispettivamente sono raffigurate la mesh lato corona(figura 4.3.a), la mesh del mantello laterale con le asole(figura 4.3.b e 4.3.c), la mesh delle paratoie e rinforzi interni(figura 4.3.d), la mesh lato soffianti(figura 4.3.e).

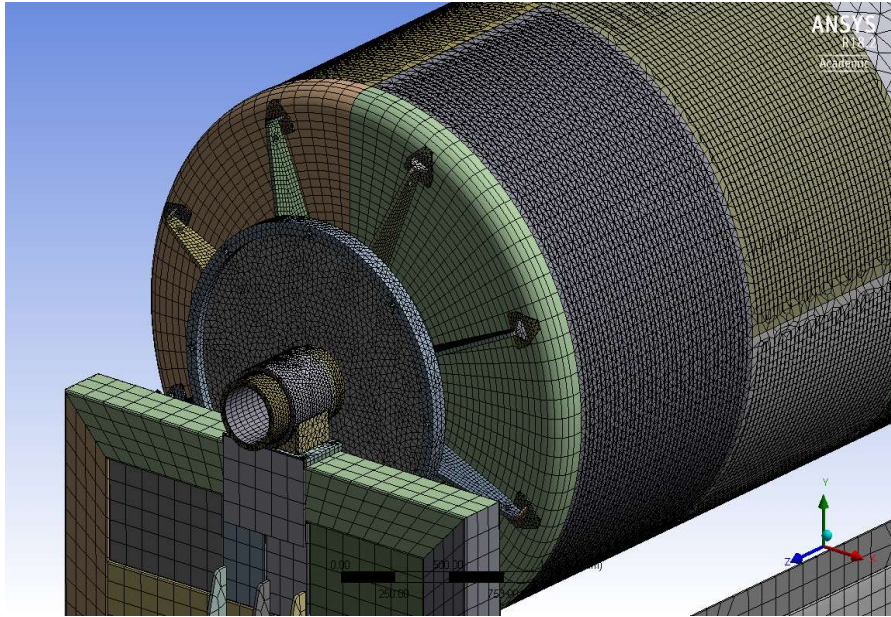


Fig. 4.3.a – Dettaglio mesh lato corona.[6]

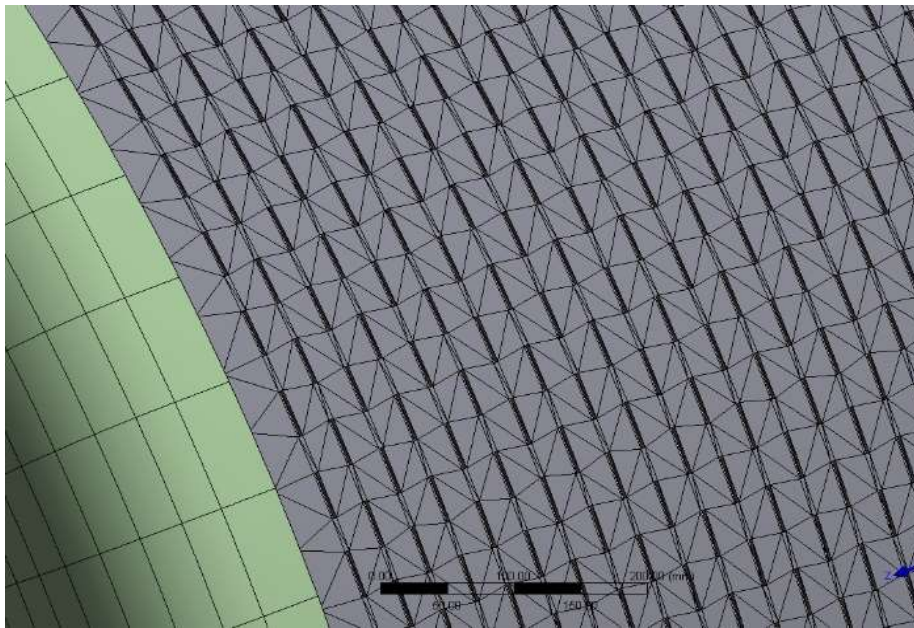


Fig. 4.3.b – Dettaglio mesh mantello laterale con asole.[6]

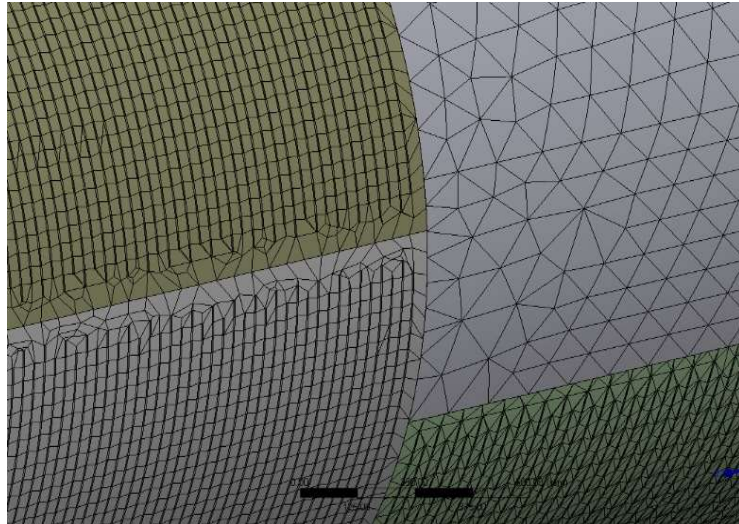


Fig. 4.3.c – Dettaglio mesh mantello laterale con asole. [6]

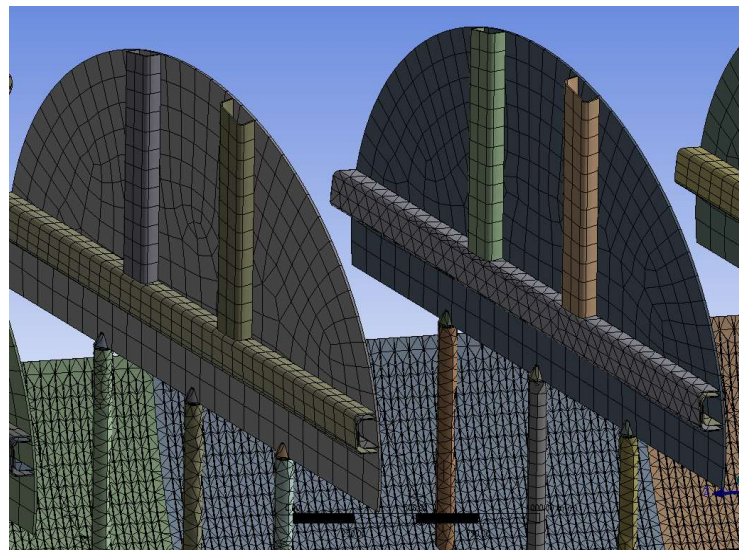


Fig. 4.3.d – Dettaglio mesh paratoie e rinforzi interni.[6]

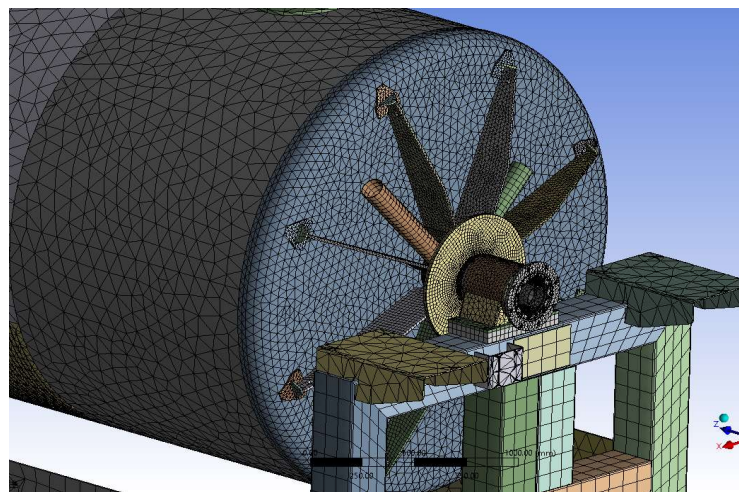


Fig. 4.3.e – Dettaglio mesh lato soffianti.[6]

I vincoli sono stati impostati sui punti di appoggio del telaio a terra; tali vincoli dovranno far fronte ai 3 carichi che sono stati successivamente applicati al modello, ovvero il peso proprio della pressa, il peso della poltiglia vinicola o massa interna ed infine la pressione interna. Tale pressione interna dalla zona lato corona(ingresso) a quella lato soffianti(uscita) cresce costantemente di 0.3 bar nel passaggio da un settore ad un altro nei primi 5 settori, mentre nel sesto e ultimo settore cresce di circa 0.2 bar (figura 4.3.f). Ogni settore è delimitato da due paratoie.

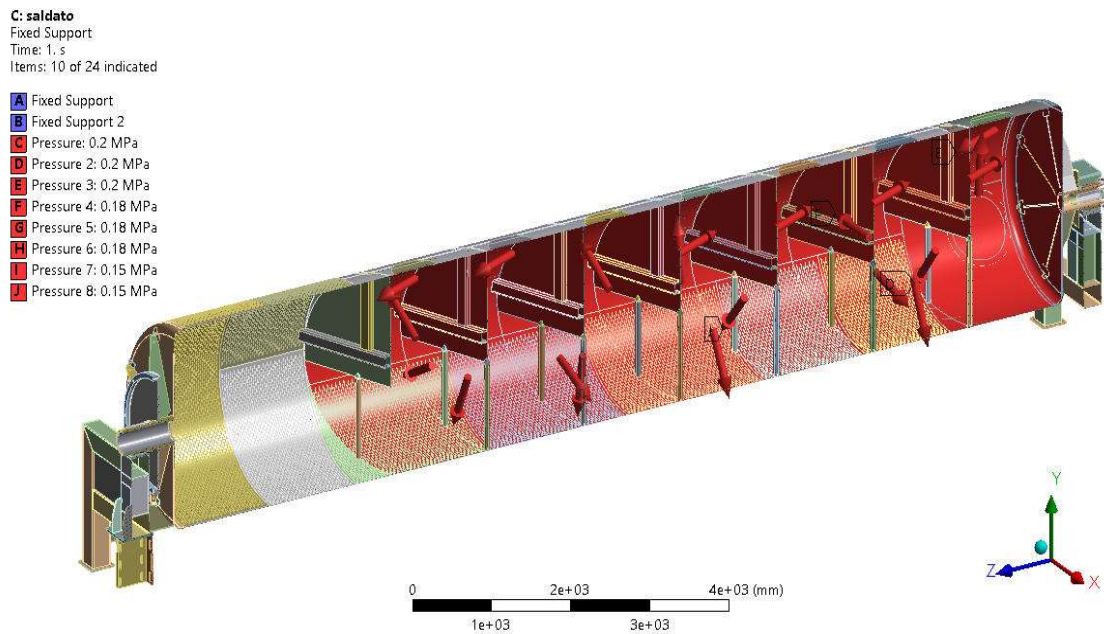


Fig. 4.3.f – Modello con canotto saldato: pressioni crescenti da 0.6-0.9-1.2-1.5-1.8-2 bar.[6]

CAPITOLO 5

I RISULTATI DELL'ANALISI FEM

5.1 – La pressa compressiva

In figura 5.1.a e 5.1.b sono riportate rispettivamente le mappe della deformata compressiva della pressa e della tensione equivalente di Von Mises in seguito all'applicazione del carico dato dal peso proprio della pressa più il fluido interno e della pressione. I valori raggiunti risultano ampiamente ammissibili considerando che per il materiale S355 JR con il quale è realizzata la pressa si ha una tensione di snervamento di 355MPa. Nei successivi paragrafi sono riportati i valori di tensione assiale σ_z ottenuti nella zona critica di contatto tra il canotto e la piastra circolare di connessione con le razze, zona in cui si sono avute le rotture delle presse.

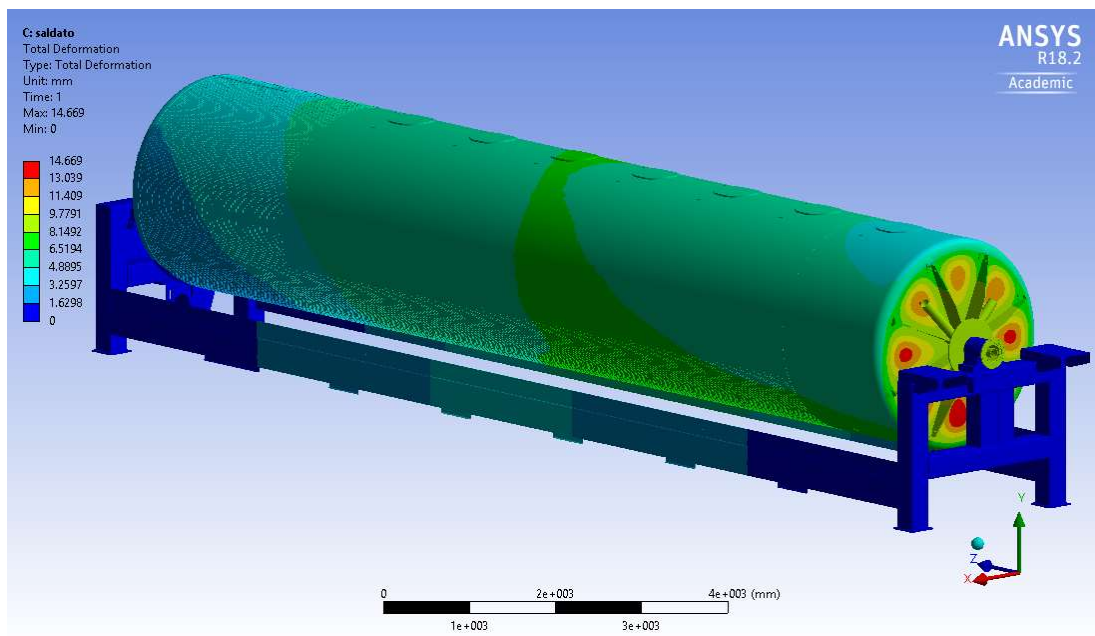


Fig. 5.1.a - deformata (mm).[6]

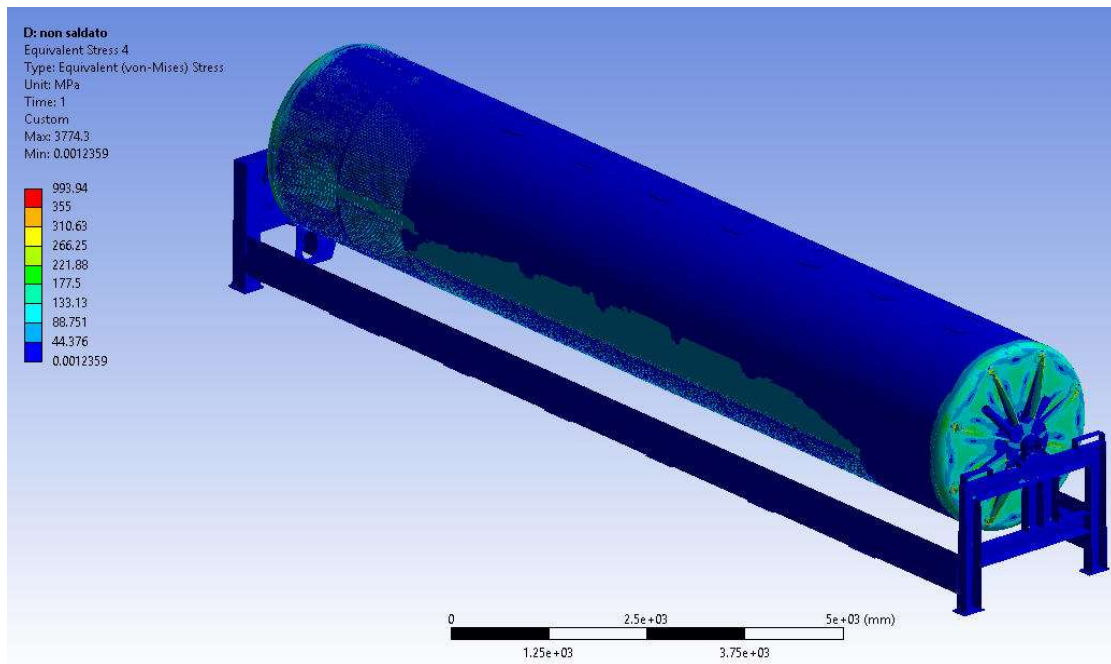


Fig. 5.1.b - Tensione equivalente (MPa).[6]

5.2 – Il modello pre-saldatura

Come già accennato in precedenza al fine di valutare l'influenza della saldatura del canotto con la piastra circolare di collegamento alle razze sono state realizzati due modelli differenti, uno con canotto saldato alla piastra di collegamento con le razze uno non saldato. In figura 5.2.a, figura 5.2.b e in figura 5.2.c sono riportate le mappe della tensione assiale σ_z relative al modello senza saldatura per i casi di carico nei quali abbiamo il peso più la pressione, solo il peso e solo la pressione.

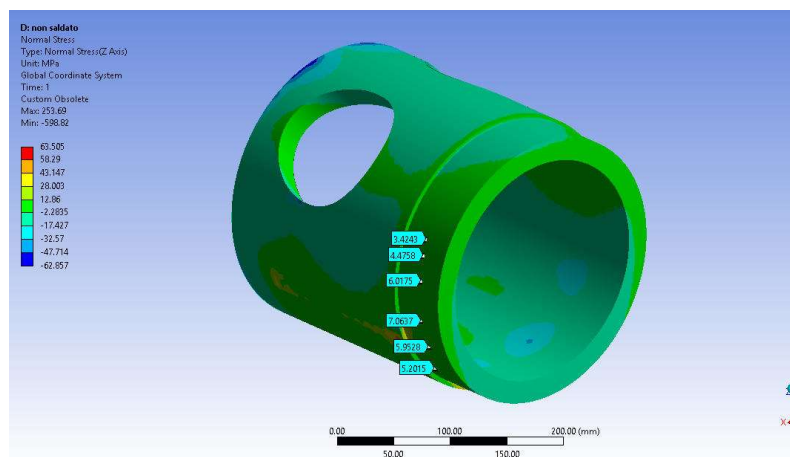


Fig. 5.2.a - Tensione assiale σ_z modello peso + pressione.[6]

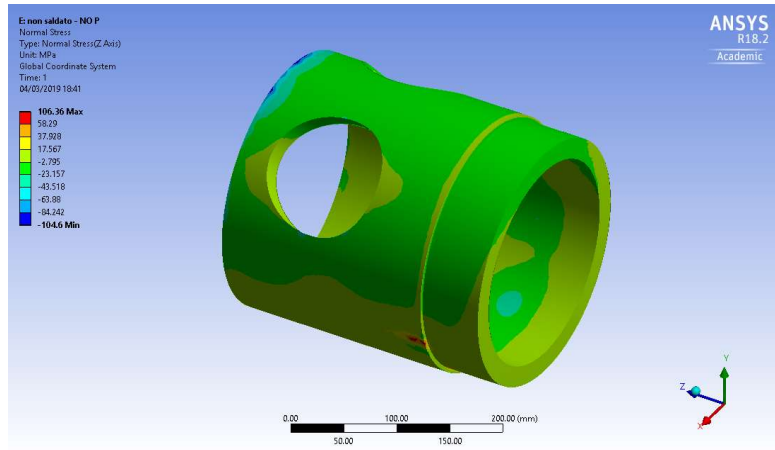


Fig. 5.2.b - Tensione assiale σ_z modello solo peso.[6]

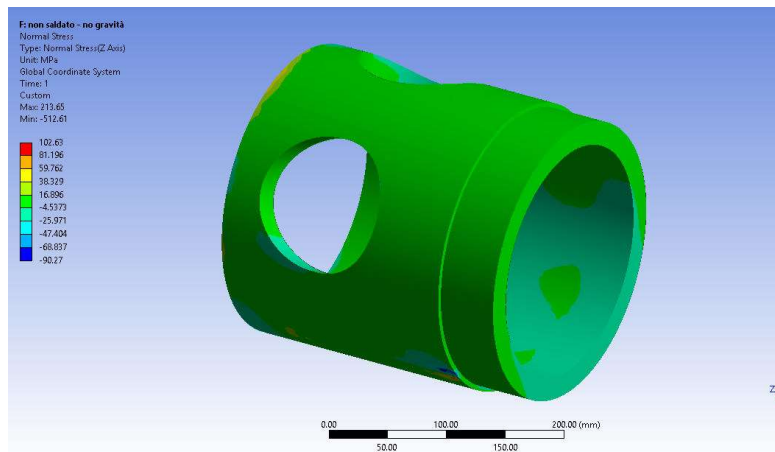


Fig. 5.2.c - Tensione assiale σ_z modello solo pressione.[6]

Nelle immagini precedenti viene illustrato sulla sinistra la legenda che ci consente di interpretare la mappa di tensione sviluppata da Ansys sull'intero supporto. Anche se i valori non sono ben leggibili capiamo che per il canotto privo di saldatura, si ha una distribuzione delle tensioni uniforme nella zona di contatto tra piastra e canotto con valori medi contenuti di tensione (<15 MPa) inferiori ai valori di snervamento σ_S e di rottura σ_R .

5.3 – Il modello post-saldatura

Per simulare la zona di saldatura tra canotto e piastra è stata inserita una zona di contatto *bonded*, come evidenziato in figura 5.3.a. Di seguito vengono riportate le immagini relative alle mappe tensionali(tensione assiale)post-simulazione che ci ha fornito il software FEM riguardo il modello con saldatura nelle condizioni di carico già elencate nel paragrafo precedente.

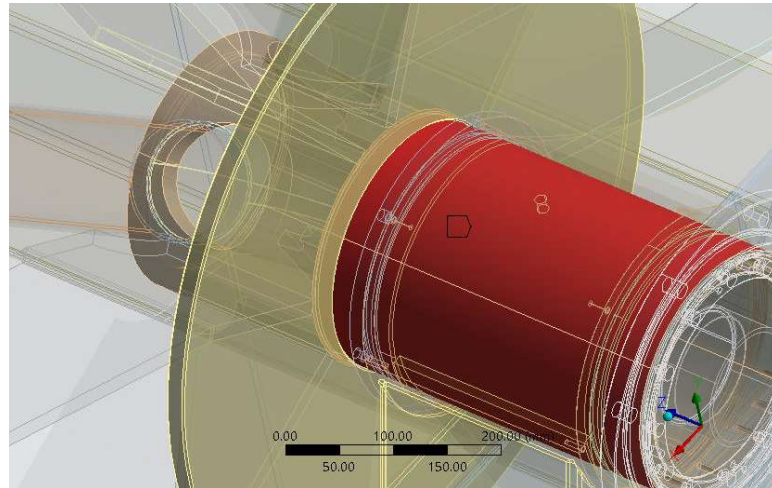


Fig. 5.3.a – Modello saldato.[6]

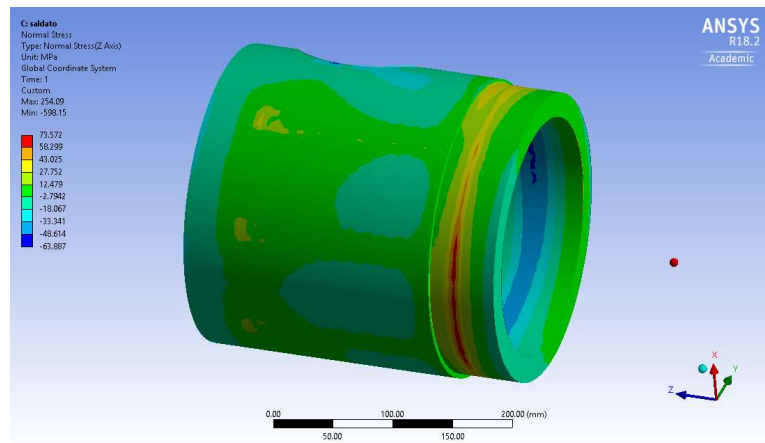


Fig. 5.3.b - Tensione assiale σ_z modello peso + pressione.[6]

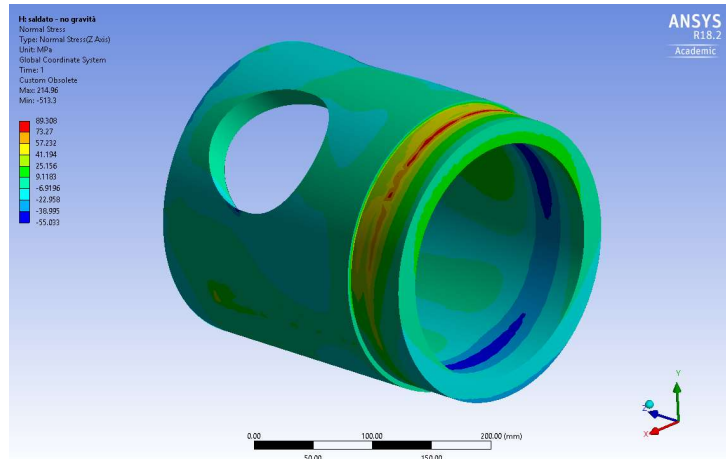


Fig. 5.3.c - Tensione assiale σ_z modello solo peso.[6]

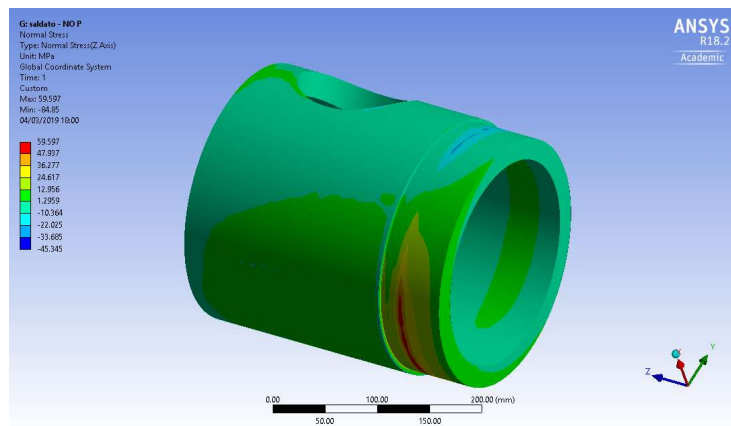


Fig. 5.3.d - Tensione assiale σ_z modello solo pressione.[6]

La concentrazione di tensione nella zona della saldatura tra canotto e piastra circolare è presente anche nei casi di carico con solo peso e con sola pressione. In particolare, si può osservare che i punti di massimo si spostano circonferenzialmente; ciò comporta che poiché la pressa ruota nelle condizioni di esercizio, per una corretta valutazione della vita a fatica, si dovranno combinare in maniera opportuna tali valori. Quindi, in determinate posizioni angolari, i valori massimi si andranno a sommare, portando il valore delle tensioni a valori maggiori di quelli riportati in figura 5.3.b che si riferisce alla posizione iniziale di aumento della pressione in esercizio.

CAPITOLO 6

LE MODIFIHE PROPOSTE

6.1 – Anello di sicurezza

Al fine di ridurre il valore della tensione nella zona di concentrazione in prossimità della saldatura sono state proposte, e simulate nel modello FEM, diverse modifiche migliorative. Nei paragrafi successivi vengono riportate le modifiche proposte e i risultati ottenuti per ciascuna di esse; inoltre sono stati riportati anche i risultati ottenuti combinando tra di loro le varie modifiche. La prima modifica migliorativa(figura 6.1.a)proposta consiste nell’inserimento di un anello di sicurezza tra il canotto e la piastra di collegamento con le razze all’altezza della sezione in cui si è verificata la rottura nel perno di supporto.

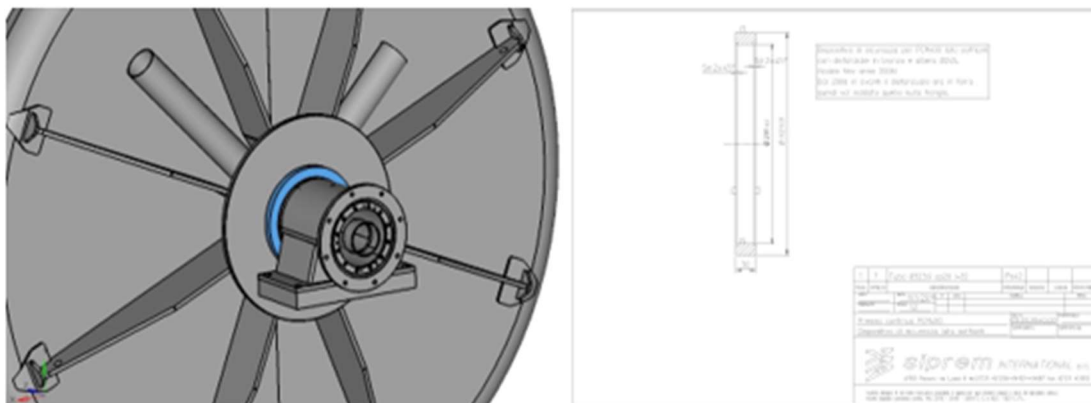


Fig. 6.1.a – MODIFICA 1: anello di sicurezza.[6]

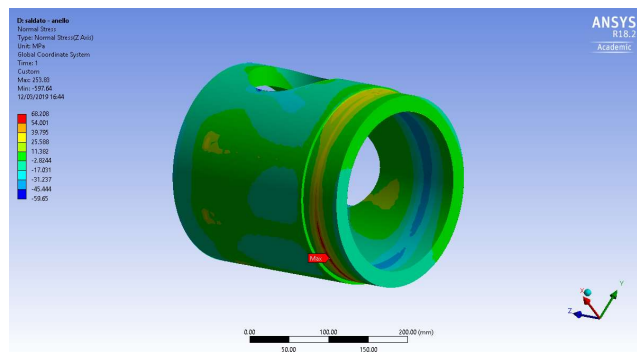


Fig. 6.1.b – Anello di sicurezza (peso + pressione).[6]

Insieme all'immagine relativa alla modifica apportata, in figura 6.1.b è proposta anche la mappatura tensionale su Ansys del perno, ottenuta simulando il funzionamento della pressa nelle sue normali condizioni di esercizio(peso + pressione) dopo aver effettuato la modifica.

6.2 – Anello interno

La seconda modifica invece è stata realizzata inserendo un anello interno(figura 6.2.a) di diametro minore rispetto quello della piastra di collegamento. Come prima di seguito troviamo le immagini della modifica apportata e dello stato tensionale del modello.

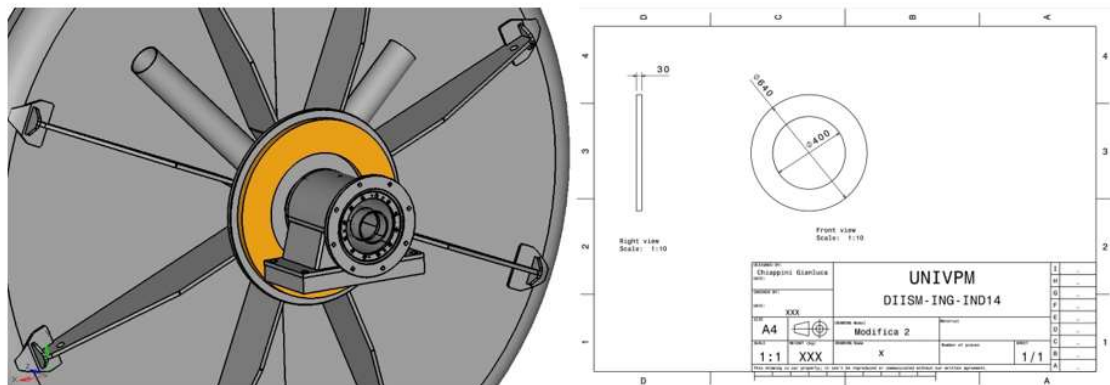


Fig. 6.2.a – MODIFICA 2: anello interno.[6]

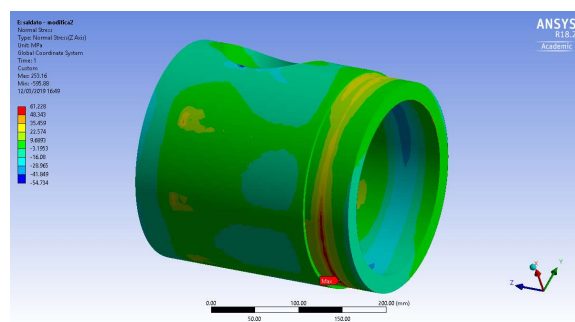


Fig. 6.2.b – Anello interno(peso + pressione).[6]

6.3 – Anello esterno

La terza modifica propone la realizzazione di un anello esterno (figura 6.3.a), di dimensione diametrale superiore rispetto quella della piastra di collegamento, collocato a diretto contatto con le razze. Come per le prime due modifiche, di seguito nel paragrafo è riportata l'immagine della modifica e lo stato tensionale del modello.

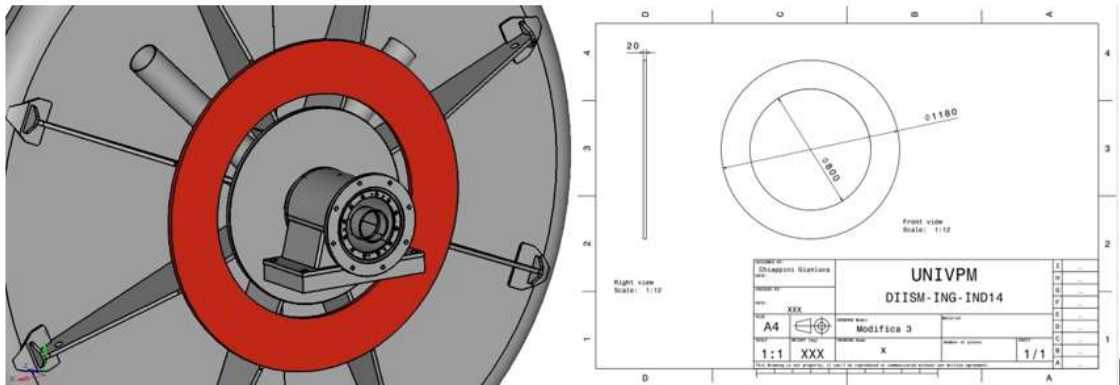


Fig. 6.3.a – MODIFICA 3: anello esterno.[6]

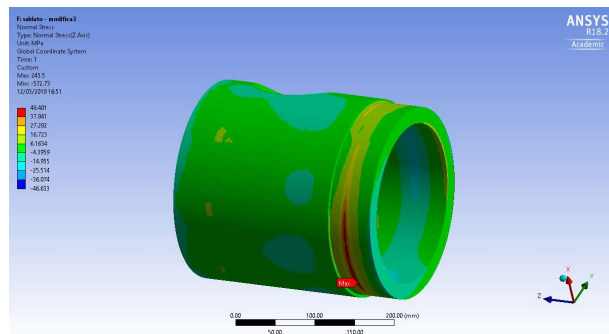


Fig. 6.3.b – Anello esterno(peso+ pressione).[6]

6.4 – Piastre circonfenziali

La quarta ed ultima modifica invece consiste nella realizzazione di delle piastre circonfenziali(figura 6.4.a)da posizionare tra una razza e l'altra. Anche qui come per le altre modifiche successivamente sono riportate le immagini relative alla modifica e all' andamento tensionale del modello.

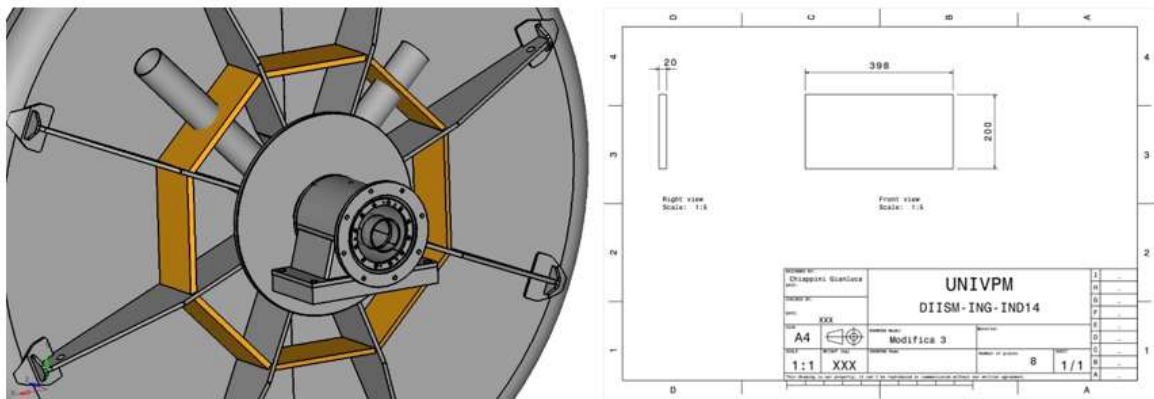


Fig. 6.4.a – MODIFICA 4: piastre circonfenziali.[6]

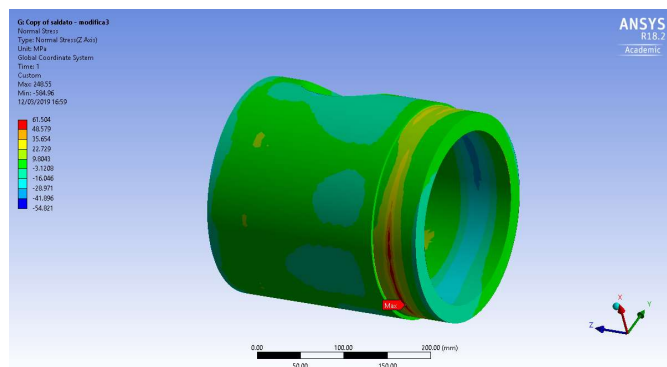


Fig. 6.4.b – Piastre circonfenziali(peso + pressione).[6]

Dopo la realizzazione di tali modifiche non ci si è accontentati dei risultati ottenuti e si è sperimentata la combinazione di alcune delle migliori precedentemente esposte; dopo di che su Ansys sono state fatte delle ulteriori simulazioni per confrontare i risultati con quelli ottenuti in precedenza.

6.5 – Analisi delle modifiche

Nella tabella 6.5.a sono riportati i valori massimi e minimi della tensione assiale nella zona di collegamento tra canotto e piastra, ricavati per i vari modelli effettuati. Tra le varie modifiche analizzate, considerandone anche la fattibilità pratica, l'aggiunta dell'anello di sicurezza più la modifica 3 (anello esterno), complessivamente risulta essere la modifica migliore da realizzare per ridurre lo stato tensionale nella zona di contatto. Tale modifica è riportata di seguito nella figura 6.5.b.

	peso + P		peso		P		somma	
	σ_{max}	σ_{min}	σ_{max}	σ_{min}	σ_{max}	σ_{min}	σ_{max}	σ_{min}
saldato (senza modifiche)	73.56	-63.9	59.6	-45.3	89.31	-55	148.9	-100
anello di sicurezza	68.21	-59.7	59.45	-43.3	80.17	-48.9	139.6	-92.2
modifica2	61.23	-54.7	60.32	-46.2	76.08	-43.6	136.4	-89.8
modifica3	48.4	-46.6	61.67	-46.1	57.09	-35.2	118.8	-81.3
modifica4	61.5	-54.8	61.89	-48.2	74.66	-39.6	136.6	-87.8
anello di sicurezza + modifica3	48.51	-44.9	61.48	-44.2	54.94	-35.8	116.4	-80
anello di sicurezza + modifica4	59.13	-52	61.66	-46.1	70.43	-40.6	132.1	-86.7
anello di sicurezza + modifica2 + modifica3	45.24	-41.9	62.23	-45.5	52.01	-34.9	114.2	-80.4
anello di sicurezza + modifica3 + modifica4	48.83	-43.7	63.17	-45.7	55.53	-34	118.7	-79.6
anello di sicurezza + tagli + modifica3	49.73	-49.2	54.85	-41.5	58.01	-36.3	112.9	-77.8

Fig. 6.5.a – Tabella dei valori riassuntivi.

Inoltre onde migliorare ulteriormente la resistenza strutturale del supporto si potrebbero effettuare anche dei tagli radiali sulla piastra di collegamento (figura 6.5.c) in modo da abbassare ancor di più lo stato tensionale nel supporto del canotto.

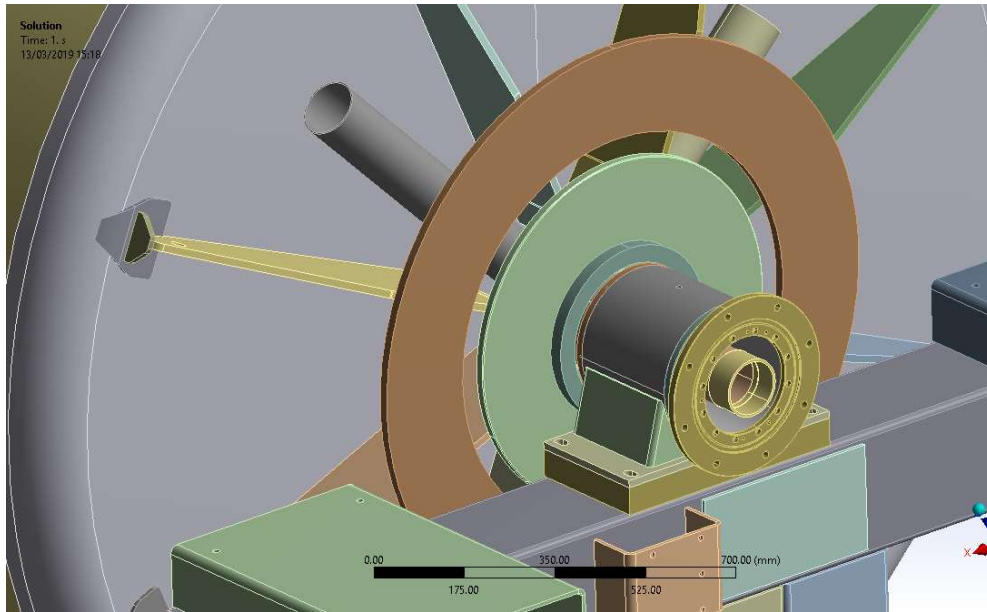


Fig. 6.5.b – Anello di sicurezza + modifica 3.[6]

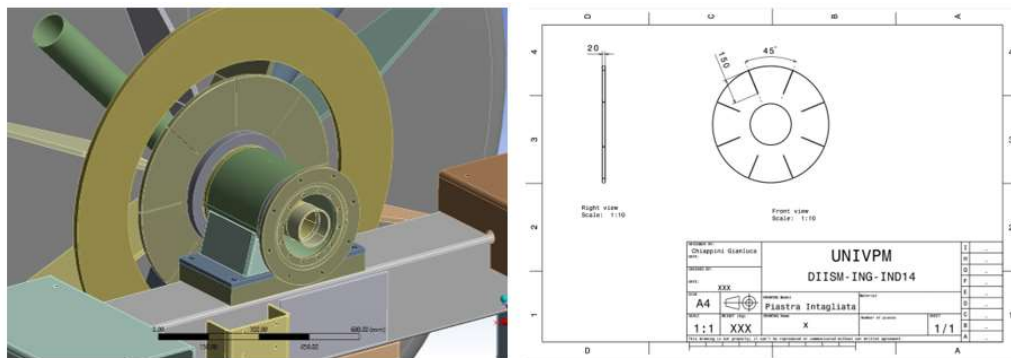


Fig. 6.5.c – Anello di sicurezza + modifica 3 con tagli radiali.[6]

CAPITOLO 7

IL CALCOLO A FATICA

7.1 – Cenni teorici

La pressa è stata simulata nel FEM nella posizione in cui, durante il funzionamento, ho a pieno carico, viene inserita pressione all'interno dei diversi settori. I valori ottenuti con il modello con carico di solo peso e con il modello di sola pressione, sono stati combinati tenendo conto che, durante la rotazione, i valori di tensione dovuti alla pressione “ruotano” solidali alla geometria, mentre i valori dovuti al peso proprio e carico interno non “ruotano”.

I valori di tensione, per entrambi i modelli, sono stati estratti dal FEM per 72 punti distribuiti circonferenzialmente ogni 5 gradi e successivamente combinati al fine di ricavare nella sezione di saldatura, gli andamenti della tensione nel punto più critico. Il tensore delle tensioni è stato ricavato dal FEM considerando un sistema di riferimento cilindrico (σ_r , σ_c , σ_z , τ_{rc} , τ_{rz} , τ_{cz}). Dopodiché noto l'andamento delle tensioni sono stati calcolati i valori medi e alterni da cui, applicando il criterio di Sines, sono stati ricavati i valori equivalenti:

$$\sigma_a' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left(\sqrt{(\sigma_{r,a} - \sigma_{c,a})^2 + (\sigma_{r,a} - \sigma_{z,a})^2 + (\sigma_{c,a} - \sigma_{z,a})^2 + 6(\tau_{rc,a} + \tau_{rz,a} + \tau_{cz,a})^2} \right)$$

$$\sigma_m' = \sigma_{r,m} + \sigma_{c,m} + \sigma_{z,m}$$

Noti i valori equivalenti, applicando la teoria di Sodeberg, si è ricavata la tensione affaticante σ_N da confrontare con la tensione limite di fatica σ_{LF} del materiale:

$$\sigma_N = \frac{\sigma_a'}{\left(1 - \frac{\sigma_m'}{\sigma_s}\right)}$$

Per il materiale S355JR si ha una $\sigma'_{LF} = 240 MPa$, considerando i coefficienti correttivi $b_1 = 0.57$ (effetto dimensionale) e $b_2 = 0.86$ (effetto finitura superficiale) si ottiene, per il limite di fatica del materiale effettivo il valore:

$$\sigma_{LF} = b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma'_{LF} = 117.7 MPa$$

7.2 – Il file di calcolo

Per la realizzazione del calcolo è stato utilizzato Excel, strutturando il file di calcolo come mostrato nella figura 7.2.b, ossia suddividendolo in quattro fogli; nei primi due fogli sono riportati: i dati relativi alla geometria della sezione del supporto, le coordinate cartesiane relative al centro della sezione dei vari punti (terza e quarta colonna da sinistra), quelle assolute (celle bordate) e le posizioni angolari (seconda colonna da sinistra) degli stessi punti dal quale è stato estratto il tensore delle tensioni da Ansys (figura 7.2.a). Questi due fogli si distinguono in base al carico applicato alla pressa prima di far partire la simulazione.

PUNTO	α	x	y	X	Y	Z	σ_r	σ_c	σ_z	τ_{rc}	τ_{cz}	τ_{rz}	$\sigma_{EQU\ vm}$	σ_1	σ_2	σ_3	σ_{int}
1	0	0	-122,5	0	1840	13932	12,192	25,962	53,62	-0,34457	-0,27662	11,854	41,924	56,777	25,961	9,0359	47,741
2	5	-10,67657849	-122,034	-10,6766	1840,466	13932	17,179	27,474	53,117	7,55E-02	0,2641	13,764	39,951	57,785	27,472	12,514	45,271
3	10	-21,27190176	-120,639	-21,2719	1841,861	13932	17,6	27,95	56,47	-0,63638	-3,84E-02	15,581	44,104	61,946	27,97	12,104	49,842
4	15	-31,70533303	-118,326	-31,7053	1844,174	13932	13,255	26,15	56,954	-3,36E-02	1,0086	13,156	45,108	60,636	26,128	9,5942	51,042
5	21	-43,90007382	-114,364	-43,9001	1848,136	13932	16,233	25,958	59,125	1,1123	4,3885	15,825	48,269	64,856	25,44	11,02	53,836
6	25	-51,77073706	-111,023	-51,7707	1851,477	13932	13,317	23,872	52,28	2,4415	6,5569	12,78	43,071	57,546	22,44	9,4837	48,062
7	30	-61,25	-106,088	-61,25	1856,412	13932	12,831	22,102	48,264	2,7294	8,2183	11,582	40,501	54,058	19,764	9,3748	44,683
8	35	-70,26311345	-100,346	-70,2631	1862,154	13932	7,9942	19,011	38,131	3,8375	9,3648	8,057	34,635	44,149	15,213	5,7727	38,377
9	40	-78,74148219	-93,8404	-78,7415	1868,66	13932	11,101	16,934	32,396	4,1465	9,231	7,9226	29,305	39,514	12,658	8,258	31,257
10	45	-86,6205807	-86,6206	-86,6206	1875,879	13932	3,7892	10,876	21,857	2,9299	6,7174	2,2144	20,602	25,533	8,2564	2,7321	22,801
11	50	-93,84044428	-78,7415	-93,8404	1883,759	13932	5,9866	11,171	23,102	3,7357	9,2358	4,291	24,168	29,45	6,8076	4,0023	25,448
12	55	-100,3461254	-70,2631	-100,346	1892,237	13932	3,0886	8,3731	16,47	3,4944	8,026	1,9851	19,442	22,071	4,8959	0,96448	21,107
13	60	-106,088112	-61,25	-106,088	1901,25	13932	2,5512	6,4198	14,632	3,4685	10,112	2,4768	21,805	22,253	2,4869	-1,1367	23,39
14	65	-111,0227039	-51,7707	-111,023	1910,729	13932	2,2802	5,6862	13,011	4,3551	13,228	2,2293	26,21	23,978	2,0514	-5,0514	29,029
15	70	-115,112346	-41,8975	-115,112	1920,603	13932	1,1862	2,6437	7,6216	5,4857	13,967	1,049	26,701	20,32	1,3445	-10,213	30,533
16	75	-118,3259137	-31,7053	-118,326	1930,795	13932	-0,52111	0,2667	2,1365	6,5914	14,126	-0,44349	27,114	16,446	0,29374	-14,857	31,303
17	80	-120,6389497	-21,2719	-120,639	1941,228	13932	-1,8258	-2,9771	-3,5787	6,1936	16,003	-1,9651	29,956	13,381	-0,73707	-21,025	34,406
18	85	-122,03838505	-10,6766	-122,034	1951,823	13932	-4,18	-4,8564	-9,2037	7,2031	16,018	-3,4874	31,372	9,9213	-2,4177	-25,744	35,665
19	90	-122,5	-7,5E-15	-122,5	1962,5	13932	-6,5878	-7,3421	-14,144	7,7713	15,845	-5,3106	32,726	6,1737	-3,8547	-30,393	36,566
20	95	-122,03838505	10,67658	-122,034	1973,177	13932	-7,4631	-10,016	-20,785	7,1611	15,819	-6,6872	34,477	1,872	-4,7135	-35,423	37,295
21	100	-120,6389497	21,2719	-120,639	1983,772	13932	-9,3479	-11,462	-25,38	6,4112	14,76	-8,3561	34,842	-1,8879	-5,7866	-38,515	36,627
22	105	-118,3259137	31,70533	-118,326	1994,205	13932	-10,698	-13,624	-29,934	5,9422	13,514	-9,7075	35,479	-5,7991	-6,7244	-41,732	35,933
23	110	-115,112346	41,89747	-115,112	2004,397	13932	-10,467	-14,085	-27,839	4,9035	11,66	-8,7503	31,011	-6,8213	-7,4352	-38,135	31,313

Fig. 7.2.a – Coordinate geometriche e tensore riportati su Excel.

Nel primo foglio sono riportati i dati estratti dal FEM considerando solo il carico dovuto al peso dell'intera pressa e del mosto(g), nel secondo invece troviamo le tensioni che derivano da uno stato di stress dovuto alla sola pressione interna(P) raggiunta durante il funzionamento.

34	21	100	-120,6389497	21,2719	-120,639	1983,772
35	22	105	-118,3259137	31,70533	-118,326	1994,205
36	23	110	-115,112346	41,89747	-115,112	2004,397
37	24	115	-111,8997000	51,73071	-111,899	2014,974

Fig. 7.2.b – Dettaglio file di calcolo.

Nel terzo foglio(SOMMA) in figura 7.2.c sono riportati i dati riguardanti il tensore delle tensioni in coordinate cilindriche (σ_r , σ_c , σ_z , τ_{rc} , τ_{rz} , τ_{cz}) nel caso di carico pari al solo peso(gravità) e nel caso di sola pressione. Combinando i valori come riportato nel paragrafo 7.1 si arriva alla terza serie di valori(TOTALE); tali valori sono quelli utilizzati per il calcolo vero e proprio della tensione affaticante. Inoltre troviamo anche il relativo grafico angolare, che ci mostra l'andamento tensionale totale, rispetto la sezione resistente del supporto.

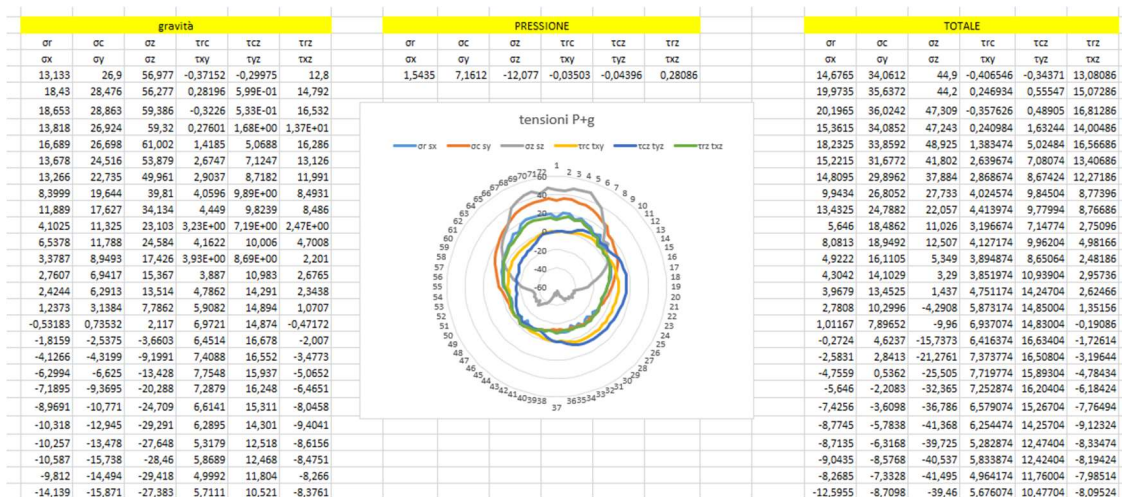


Fig. 7.2.c – Foglio SOMMA.

In fine nel quarto foglio(CALCOLO), in figura 7.2.d, troviamo il calcolo realizzato basandosi sui criteri di Sines e Soderberg. Nella parte alta possiamo visualizzare i valori delle componenti medie e alternate delle tensioni locali totali; più in basso sono riportate le caratteristiche del materiale e di seguito i valori di σ_N , con di fianco relativo numero di cicli N a fatica. In fine sono stati riportati in serie i valori delle componenti equivalenti σ_a' e σ_m' e della tensione affaticante σ_N del materiale per ragioni di comodità.

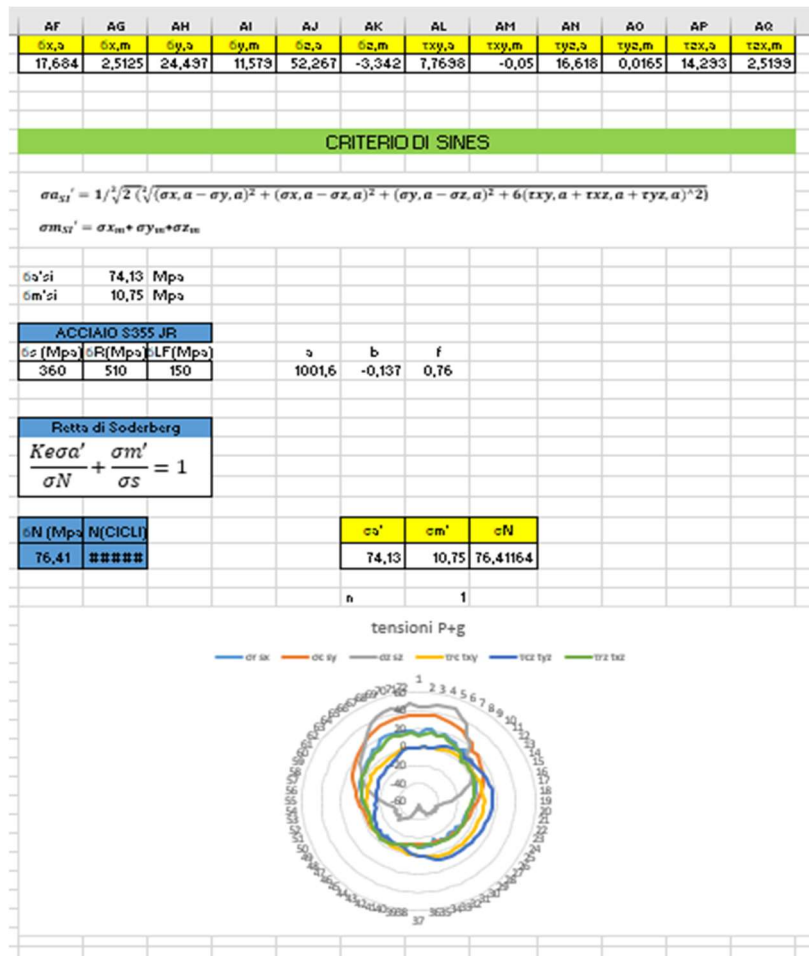


Fig. 7.2.d – Foglio CALCOLO.

La peculiarità del foglio risiede nel fatto che cambiando il valore del punto(**n**) si possono interfacciare i valori del tensore nel grafico ed inoltre anche le tensioni equivalenti sopra riportate vengono aggiornate; così da poter avere una mappatura dettagliata dello stato tensionale, riportando i dati relativi ad ogni punto(figura 7.2.e).

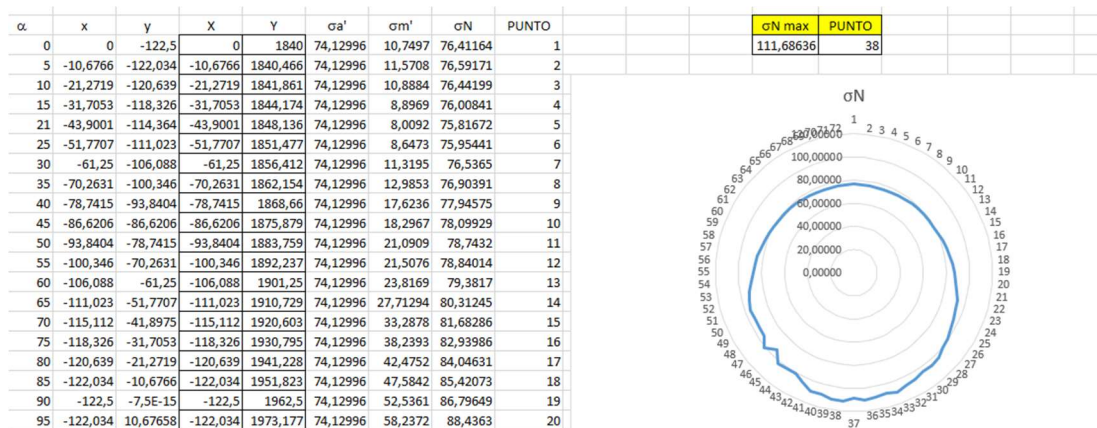


Fig. 7.2.e – Dati e relativi punti.

Grazie a ciò abbiamo modo di sapere il massimo valore della tensione affaticante ed il punto dove questo massimo viene raggiunto. Ad esempio in questo modello il massimo l'abbiamo in corrispondenza del trentottesimo punto.

7.3 – I modelli utilizzati per il calcolo

I modelli utilizzati per il calcolo sono i due citati nel paragrafo 4.1, più un terzo:

- Modello con canotto non saldato
- Modello con canotto saldato
- Modello dopo le modifiche

Così facendo, siamo riusciti a mettere meglio in evidenza le divergenze tra lo stato tensionale della pressa prima e dopo l'intervento migliorativo che è stato fatto.

7.3.1 – Modello con canotto non saldato

In figura 7.3.1.a è riportato l'andamento delle tensioni per il punto più sollecitato nel caso di canotto non saldato. Il carico applicato è dato dal peso proprio della pressa e del fluido più la pressione interna.

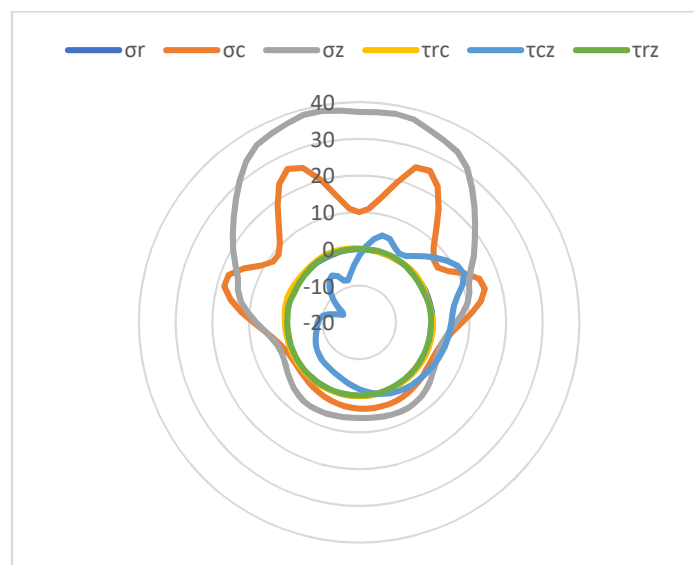


Fig. 7.3.1.a Grafico angolare dello stato tensionale.

In tabella 7.3.1.b sono riportati i valori medi e alterni, dai quali si ricavano i valori equivalenti:

$$\sigma_m' = 33.92 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a' = 29.28 \text{ MPa}$$

$\sigma_{r,a}$	0.13	$\sigma_{r,m}$	-0.10
$\sigma_{c,a}$	12.72	$\sigma_{c,m}$	13.41
$\sigma_{z,a}$	17.87	$\sigma_{z,m}$	20.61
$\sigma_{rc,a}$	0.52	$\sigma_{rc,m}$	0.17
$\sigma_{rz,a}$	13.36	$\sigma_{rz,m}$	-1.85
$\sigma_{cz,a}$	0.36	$\sigma_{cz,m}$	-0.19

Fig. 7.3.1.b – Tabelle valori medi e alterni di tensione.

Applicando Sodeberg si ottiene la $\sigma_a = 32.38 \text{ MPa}$ che è inferiore alla $\sigma_{LF}(117.7 \text{ MPa})$ e quindi il canotto non saldato ha vita a fatica infinita.

7.3.2 – Modello con canotto saldato

In figura 7.3.2.a è riportato l'andamento delle tensioni per il punto più sollecitato nel caso di canotto saldato. Il carico applicato è dato dal peso proprio della pressa e del fluido più la pressione interna.

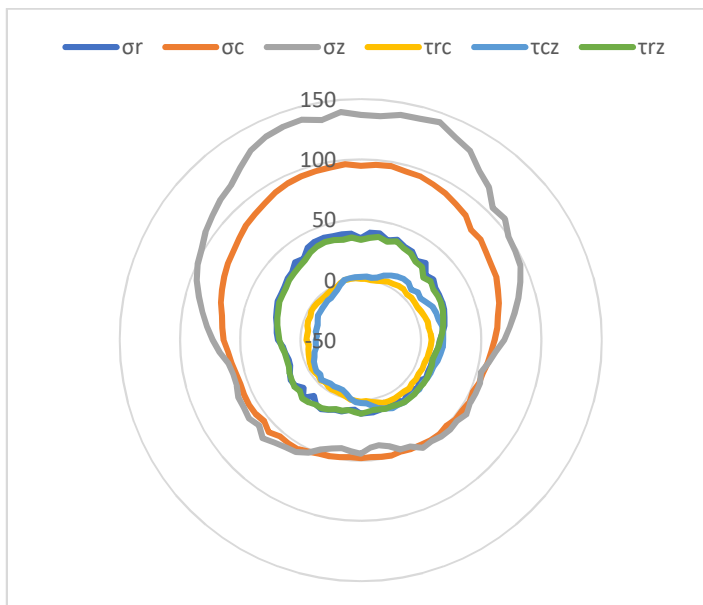


Fig. 7.3.2.a – Grafico angolare dello stato tensionale.

In tabella 7.3.2.b sono riportati i valori medi e alterni, da cui si ricavano i valori equivalenti:

$$\sigma_m' = 185.05 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a' = 72.84 \text{ MPa}$$

$\sigma_{r,a}$	17.44	$\sigma_{r,m}$	22.69
$\sigma_{c,a}$	24.52	$\sigma_{c,m}$	71.95
$\sigma_{z,a}$	51.89	$\sigma_{z,m}$	90.41
$\sigma_{rc,a}$	7.71	$\sigma_{rc,m}$	5.12
$\sigma_{rz,a}$	16.06	$\sigma_{rz,m}$	2.53
$\sigma_{cz,a}$	14.14	$\sigma_{cz,m}$	22.97

Fig. 7.3.2.b – Tabelle valori medi e alterni di tensione.

Applicando Sodeberg si ottiene la $\sigma_N = 152.16 \text{ MPa}$ che è maggiore della σ_{LF} (117.7MPa) e quindi il canotto saldato ha vita a fatica finita.

7.3.3 – Modello dopo le modifiche

In figura 7.3.3.a è riportato l'andamento delle tensioni per il punto più sollecitato nel caso di canotto saldato con le modifiche aggiuntive: anello di sicurezza e modifica3 (anello esterno); il carico applicato è dato dal peso proprio della pressa e del fluido più la pressione interna.

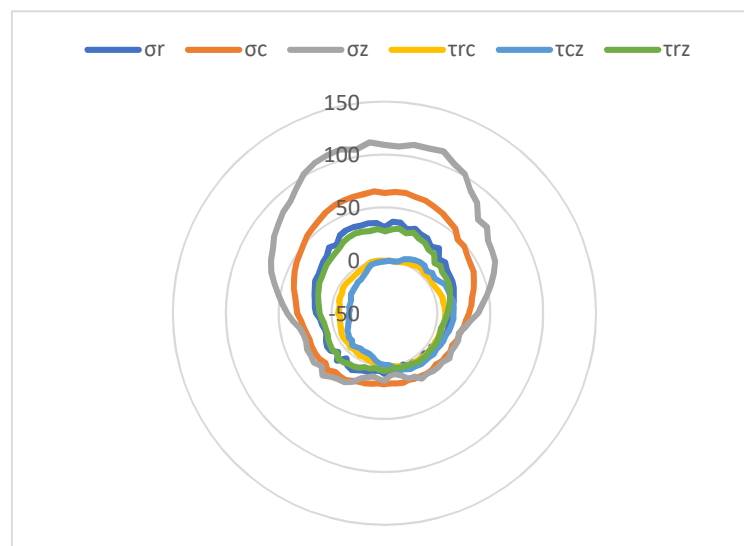


Fig. 7.3.3.a – Grafico angolare dello stato tensionale.

In tabella 7.3.3.b sono riportati i valori medi e alterni, da cui si ricavano i valori equivalenti

$$\sigma_m' = 121.05 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a' = 74.13 \text{ MPa}$$

$\sigma_{r,a}$	17.68	$\sigma_{r,m}$	19.28
$\sigma_{c,a}$	24.50	$\sigma_{c,m}$	41.07
$\sigma_{z,a}$	52.27	$\sigma_{z,m}$	60.71
$\sigma_{rc,a}$	7.77	$\sigma_{rc,m}$	-0.20
$\sigma_{rz,a}$	16.62	$\sigma_{rz,m}$	-0.83
$\sigma_{cz,a}$	14.29	$\sigma_{cz,m}$	16.87

Fig. 7.3.3.b – Tabelle valori medi e alterni di tensione.

Applicando Sodeberg si ottiene la $\sigma_N = 112.49 \text{ MPa}$ che è minore della σ_{LF} (117.7MPa) e quindi il canotto saldato, con le modifiche aggiuntive è al limite della vita a fatica infinita.

CAPITOLO 8

CONCLUSIONI

In questo capitolo finale vengono riassunti i risultati conseguiti dall'analisi FEM e dal calcolo a fatica che è stato realizzato sui vari modelli di pressa.

La pressa è stata realizzata con acciaio S355JR, un acciaio strutturale non particolarmente resiliente con una tensione limite di fatica $\sigma_{LF} = 117.7$ Mpa. Considerando i risultati ricavati dai sopracitati modelli FEM sviluppati per la pressa PCM 400, è stato notato che gli interventi volti a modificare la meccanica della zona di sostegno della pressa, ove la gravosità dello stato tensionale era insostenibile, hanno dato un riscontro positivo migliorando notevolmente la vita a fatica del macchinario. Gli obiettivi sono stati raggiunti mettendo a confronto 3 modelli con stessa caratterizzazione di carico, ma con diversa costituzione strutturale nella zona di scarico del mosto.

Il primo modello è quello con canotto di scarico non saldato, ossia come si presentava il progetto in origine; dalle analisi FEM abbiamo potuto apprezzare come lo stato tensionale fosse uniforme. Una volta estratti i dati dal software agli elementi finiti, si è calcolato il valore della tensione affaticante σ_N pari a 32.28 Mpa; valore ben al di sotto di quella limite. Nel secondo modello invece è stata notata una notevole concentrazione di tensione lì dove il canotto era stato saldato alla piastra di collegamento con le razze; dal calcolo è risultato che tale zona era interessata da una $\sigma_N = 152.61$ Mpa, ben al di sopra (circa il 30%) di quella limite di fatica; ciò dimostra che in queste condizioni il modello avrà vita a fatica finita e motiva le conseguenze che si hanno avuto dopo la saldatura.

Infine nel terzo modello, ovvero quello dove sono state applicate le modifiche discusse nel capitolo precedente, analizzando i dati conseguiti dal calcolo a fatica è stato notato come la zona di concentrazione tensionale ha fornito una tensione affaticante pari a 112.49 Mpa; che per il materiale in questione risulta un valore ammissibile. I risultati ottenuti sono di seguito elencati, per una più rapida assimilazione:

Canotto non saldato

- Tensione uniforme – $\sigma_N = 32.38 \text{ MPa}$ – Vita a fatica INFINITA

Canotto saldato

- Concentrazione di tensione – $\sigma_N = 152.61 \text{ MPa}$ – Vita a fatica FINITA

Canotto saldato con modifica

- Concentrazione di tensione – $\sigma_N = 112.49 \text{ MPa}$ – Al limite di Vita a fatica INFINITA

Per le nuove presse da realizzare si consiglia quindi di non saldare il canotto alla piastra circolare di connessione con le razze; mentre per gli interventi di manutenzione sulle presse già esistenti si consiglia di intervenire aggiungendo l'anello di sicurezza e la modifica³, ovvero una piastra anulare esterna saldate alle razze. Inoltre per garantire una buona rigidezza e resistenza della piastra aggiuntiva si consiglia di saldare i 2 semianelli aggiuntivi tra 2 razze e non in prossimità di una razza stessa.

BIBLIOGRAFIA

- [1] A.Cristiani, *Confronto della resistenza a fatica di provini intagliati mediante fresatura o elettroerosione*, Università di Bologna(Forlì), 2013-2014, pp. 3-28.
- [2] M. Sasso, *Calcolo a fatica di componenti meccanici*, Corso di costruzione di macchine, Università Politecnica delle Marche, Ancona, 2018-2019, pp.1-71.
- [3] C. Cenci, *Modellazione numerica del danno per fatica nei componenti saldati*, Università degli studi di Padova, Padova, 2013-2014, pp.87-92.
- [4] R.g.Budynas-J.Keithnissett, *Shigley progetto e costruzione di macchine*(terza edizione italiana a cura di Dario Amodio e Giovanni Santucci), Mc Graw Hill, Milano, 2017-2018, pp.753-773.
- [5] M. Stocco, *Analisi agli elementi finiti di accoppiamenti forzati cilindrici*, Università degli studi di Padova, Padova, 2012-2013, pp. 45-46.
- [6] Ansys 2019, Workbench.